

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-254660

(43)Date of publication of application : 21.09.2001

(51)Int.Cl.

F02P 5/152
F02P 5/153
F02B 17/00
F02D 19/06
F02D 19/08
F02D 21/08
F02D 41/02
F02D 41/04
F02D 43/00
F02D 45/00

(21)Application number : 2000-068667

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP
TOYOTA CENTRAL RES & DEV LAB
INC

(22)Date of filing : 08.03.2000

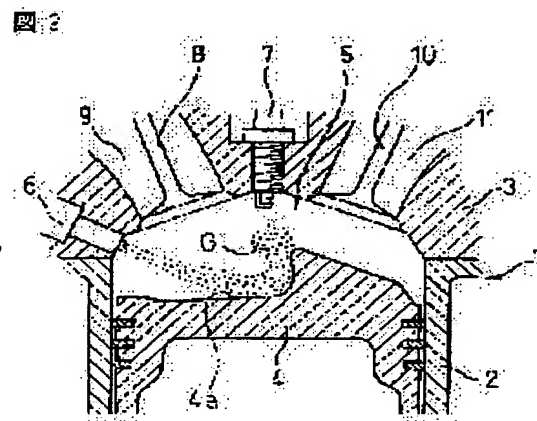
(72)Inventor : UEDA TAKANOBU
OKUMURA TAKESHI
FURUNO SHIGEO
IGUCHI SATORU
AKIHAMA KAZUHIRO
TAKI MASAHIRO
YAMAZAKI SATORU

(54) STRATIFIED CHARGE COMBUSTION INTERNAL COMBUSTION ENGINE OF SPARK IGNITION TYPE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To perform self-ignition combustion of a part of air-fuel premixture.

SOLUTION: A fuel injection valve 6 and an ignition plug 7 are disposed in a combustion chamber 5. Space distribution is effected on concentration of air-fuel premixture in the combustion chamber 5 by generating self-ignitable air-fuel premixture in the combustion chamber 5 through stratification of the air-fuel premixture. After a part of the air-fuel premixture generated in the combustion chamber 5 is ignited by the ignition plug 7 to perform flame propagation combustion, remaining air-fuel premixture is self-ignited and burnt, in order, with a time difference. An ignition timing is set so that a ratio of self-ignited and burnt air-fuel premixture exceeds a predetermined lower limit value and is below a knocking generation limit.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

26.05.2003

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

* NOTICES *

JPO and NCIP I are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.**** shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] In the jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine which has arranged the ignition plug to the combustion chamber Spatial distribution is given to the concentration of the premixed air in a combustion chamber by stratification-izing the premixed air in which autohesion fire is possible to a combustion chamber, and forming it in it. After lighting a part of premixed air formed in the combustion chamber by the ignition plug and making flame propagation combustion perform, autohesion fire combustion of the remaining premixed air is carried out one by one with time difference. The jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine which is more than the lower limit as which the rate of the premixed air which carries out autohesion fire combustion was determined beforehand, and set up ignition timing so that it might become below a knocking generating limitation.

[Claim 2] The jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine according to claim 1 which gave spatial distribution to the concentration of the premixed air in a combustion chamber while stratification-izing the premixed air in which autohesion fire is possible to the combustion chamber and forming it in it by arranging a fuel injection valve to a combustion chamber, and injecting a low octane fuel at least from a fuel injection valve in the compression stroke last stage.

[Claim 3] The jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine according to claim 1 whose above-mentioned lower limit is about 20%.

[Claim 4] The jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine according to claim 1 which does not do autohesion fire when flame propagation combustion is not performed, but induction is done to the pressure and temperature rise of a combustion chamber by flame propagation combustion when flame propagation combustion is performed, and autohesion fire combustion produces.

[Claim 5] The jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine according to claim 1 it was made to change the octane value of the fuel supplied to a combustion chamber according to an engine's operational status.

[Claim 6] A fuel injection valve is arranged to a combustion chamber. Spatial distribution is given to the concentration of the premixed air in a combustion chamber, while stratification-izing the premixed air in which autohesion fire is possible to a combustion chamber and forming it in it by injecting a low octane fuel at least from a fuel injection valve in the compression stroke last stage, when autohesion fire combustion of a part of premixed air should be carried out. The jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine according to claim 5 which injected the high octane fuel from the fuel injection valve when [at which it did not come out] autohesion fire combustion of the premixed air should have been carried out.

[Claim 7] The jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine according to claim 6 which formed homogeneity premixed air by the high octane fuel injected from the fuel injection valve when [at which autohesion fire combustion of the premixed air should be carried out] not coming out.

[Claim 8] The jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine according to claim 6 which should do autohesion fire combustion of the premixed air when an engine's operating range is divided into a operating range by the side of low loading, and a operating range by the side of a heavy load, it is judged that autohesion fire combustion of a part of premixed air should be carried out when an engine's operational status is in a operating range by the side of low loading, and an engine's operational status is in a operating range by the side of a heavy load and which is judged not to come

out.

[Claim 9] The jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine according to claim 5 with which the octane value of the above-mentioned low octane fuel is made high, so that an engine's demand torque becomes high.

[Claim 10] The jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine according to claim 5 it was made to change the octane value of the fuel supplied to a combustion chamber by changing the mixed rate of a low octane fuel and a high octane fuel.

[Claim 11] The jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine possessing a manufacture means to manufacture the fuel of a high octane value, and the fuel of a low octane value from one fuel on a car according to claim 5.

[Claim 12] The jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine according to claim 1 which also gave spatial distribution to the octane value of the premixed air in a combustion chamber at giving spatial distribution to the concentration of the premixed air in a combustion chamber, and coincidence.

[Claim 13] The jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine according to claim 12 in which the premixed air which becomes a circumference of the ignition plug of a combustion chamber from a high octane fuel while forming the homogeneity premixed air which becomes a combustion chamber from a low octane fuel was formed.

[Claim 14] The jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine according to claim 13 which possesses the 2nd fuel injection valve for supplying a fuel in inhalation air while arranging the 1st fuel injection valve to a combustion chamber, forms the homogeneity premixed air which becomes a combustion chamber from a low octane fuel by injecting a low octane fuel from the 2nd fuel injection valve, and formed the premixed air which becomes a circumference of an ignition plug from a high octane fuel by the high octane fuel injected from the 1st fuel injection valve in the compression stroke last stage.

[Claim 15] The jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine according to claim 14 which injected the low octane fuel in the exhaust gas which should possess the exhaust gas recirculation for carrying out recycling of the exhaust gas into an inhalation-of-air path, and should be carried out recycling from the 2nd fuel injection valve.

[Claim 16] The jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine according to claim 13 in which the premixed air which becomes a combustion chamber from a high octane fuel when [, at which it does not come out] the premixed air which becomes a circumference of the ignition plug of a combustion chamber from a high octane fuel should be formed and autohesion fire combustion of the premixed air should be carried out, while forming the homogeneity premixed air which becomes a combustion chamber from a low octane fuel, when autohesion fire combustion of a part of gaseous mixture should be carried out was formed.

[Claim 17] The jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine according to claim 16 in which the homogeneity premixed air which becomes a combustion chamber from a high octane fuel when [, at which it does not come out] autohesion fire combustion of the premixed air should be carried out was formed.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JP0 and NCIP1 are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]**[0001]**

[Field of the Invention] This invention relates to a jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine.

[0002]

[Description of the Prior Art] When fuel injection is performed in a Diesel engine, some fuels evaporate immediately, and form premixed air, and it is made to distribute the remaining fuel in the form of a fuel drop by the combustion chamber. Subsequently, premixed air carries out autohesion fire, this serves as a heat source and the fuel which evaporates from a fuel drop carries out sequential combustion. That is, diffusive burning is performed. In this case, since explosive combustion will arise if the rate of premixed air increases, combustion temperature rises rapidly, and they are a lot of NOx thus. It will generate.

[0003] Then, arrange a combustion pressure sensor and an ignition plug to a combustion chamber, and it asks for the rate of premixed air from the detected combustion pressure. When the rate of premixed air increases more than an optimum value, before it brings ignition timing forward and the amount of generation of premixed air increases too much, premixed air is made to light by the ignition plug. When the rate of the premixed air at the time of ignition by the ignition plug becomes less than an optimum value, ignition timing is delayed and the amount of generation of premixed air increases to a moderate amount, the Diesel engine made to make premixed air light by the ignition plug is well-known (refer to JP,2-141648,U).

[0004]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] On the other hand, autohesion fire will be produced if the pressure and temperature of a combustion chamber become high also in a jump-spark-ignition type internal combustion engine at the degree of pole. However, since the whole premixed air will burn at a stretch if autohesion fire is produced in a jump-spark-ignition type internal combustion engine, the pressure and temperature of a combustion chamber rise rapidly, and they are a lot of [as a result knocking not only occurring but] NOx. It generates. Therefore, he is trying not to produce autohesion fire as much as possible, and is trying to make gaseous mixture burn with the ignition flame by the ignition plug in a jump-spark-ignition type internal combustion engine conventionally.

[0005] By the way, if autohesion fire is produced, knocking will occur like ****, and they are a lot of NOx. It generates. However, if combustion completes the combustion by autohesion fire by short paddle time amount, therefore it produces autohesion fire combustion, its thermal efficiency will improve. Therefore, knocking and a lot of NOx If autohesion fire combustion can be produced without making it generate, an internal combustion engine with practicality with high thermal efficiency can be obtained.

[0006] By the way, when autohesion fire combustion arises, they are knocking and a lot of NOx. It is dependent on the amount and burn time of premixed air which carry out autohesion fire combustion whether it generates or not. That is, when the whole premixed air was made to burn by breath, as it mentioned above, they are knocking and a lot of NOx. It generates. However, if autohesion fire combustion only of a part of premixed air instead of the whole premixed air is carried out and autohesion fire combustion of the premixed air is moreover carried out little by little with time difference, the pressure and temperature of a combustion chamber will not become so high, but they are knocking and a lot of NOx thus. Generating is lost. However, if there are too few amounts of premixed air which carry out autohesion fire combustion in this case, a lower limit exists in the amount

of premixed air which cannot expect the improvement in thermal efficiency, therefore should carry out autohesion fire combustion.

[0007] Namely, knocking and a lot of NO_x The rate of the premixed air which carries out autohesion fire combustion for raising thermal efficiency is maintained within the optimal limits, preventing generating, and it is necessary to make it premixed air produce autohesion fire combustion one by one with time difference moreover.

[0008]

[Means for Solving the Problem] So, in the 1st invention, it sets to the jump-spark-ignition type stratification combustion internal combustion engine which has arranged the ignition plug to the combustion chamber. Spatial distribution is given to the concentration of the premixed air in a combustion chamber by stratification-izing the premixed air in which autohesion fire is possible to a combustion chamber, and forming it in it. After lighting a part of premixed air formed in the combustion chamber by the ignition plug and making flame propagation combustion perform, autohesion fire combustion of the remaining premixed air is carried out one by one with time difference. It is more than the lower limit as which the rate of the premixed air which carries out autohesion fire combustion was determined beforehand, and ignition timing is set up so that it may become below a knocking generating limitation.

[0009] A fuel injection valve is arranged to a combustion chamber, and while stratification-izing the premixed air in which autohesion fire is possible to a combustion chamber and forming it in it by injecting a low octane fuel at least from a fuel injection valve in the compression stroke last stage, he is trying to give spatial distribution to the concentration of the premixed air in a combustion chamber in the 1st invention in the 2nd invention. In the 3rd invention, an above-mentioned lower limit is about 20% in the 1st invention.

[0010] In the 4th invention, in the 1st invention, when flame propagation combustion is not performed, autohesion fire is not carried out, but when flame propagation combustion is performed, induction is carried out to the pressure and temperature rise of a combustion chamber by flame propagation combustion, and autohesion fire combustion arises. He is trying to change the octane value of the fuel supplied to a combustion chamber in the 1st invention according to an engine's operational status in the 5th invention.

[0011] In the 6th invention, a fuel injection valve is arranged to a combustion chamber in the 5th invention. Spatial distribution is given to the concentration of the premixed air in a combustion chamber, while stratification-izing the premixed air in which autohesion fire is possible to a combustion chamber and forming it in it by injecting a low octane fuel at least from a fuel injection valve in the compression stroke last stage, when autohesion fire combustion of a part of premixed air should be carried out. When [at which it does not come out] autohesion fire combustion of the premixed air should be carried out, he is trying to inject a high octane fuel from a fuel injection valve.

[0012] When [at which autohesion fire combustion of the premixed air should be carried out] not coming out, he is trying to form homogeneity premixed air in the 6th invention by the high octane fuel injected from the fuel injection valve in the 7th invention. In the 8th invention, in the 6th invention, an engine's operating range is divided into a operating range by the side of low loading, and a operating range by the side of a heavy load, when an engine's operational status is in a operating range by the side of low loading, it is judged that autohesion fire combustion of a part of premixed air should be carried out, and when an engine's operational status is in a operating range by the side of a heavy load, it is judged that autohesion fire combustion of the premixed air should not be carried out.

[0013] In the 9th invention, in the 5th invention, the octane value of a low octane fuel is made high, so that an engine's demand torque becomes high. He is trying to change the octane value of the fuel supplied to a combustion chamber by changing the mixed rate of a low octane fuel and a high octane fuel in the 5th invention in the 10th invention.

[0014] In the 11th invention, a manufacture means to manufacture the fuel of a high octane value and the fuel of a low octane value from one fuel on a car is provided in the 5th invention. He is trying to also give spatial distribution to the octane value of the premixed air in a combustion chamber in the 1st invention at giving spatial distribution to the concentration of the premixed air in a combustion chamber, and coincidence in the 12th invention.

[0015] While forming the homogeneity premixed air which becomes a combustion chamber from a low octane fuel, he is trying to form the premixed air which becomes a circumference of the ignition plug of a combustion chamber from a high octane fuel in the 12th invention in the 13th invention. In the 14th invention, the 2nd fuel injection valve for supplying a fuel in inhalation air, while arranging the 1st fuel

injection valve to a combustion chamber is provided in the 13th invention. The homogeneity premixed air which becomes a combustion chamber from a low octane fuel by injecting a low octane fuel from the 2nd fuel injection valve is formed. He is trying to form the premixed air which becomes a circumference of an ignition plug from a high octane fuel by the high octane fuel injected from the 1st fuel injection valve in the compression stroke last stage.

[0016] He provides the exhaust gas recirculation for carrying out recycling of the exhaust gas into an inhalation-of-air path, and is trying to inject a low octane fuel in the 14th invention in the exhaust gas which should be carried out recycling from the 2nd fuel injection valve in the 15th invention. When autohesion fire combustion of a part of gaseous mixture should be carried out, while forming the homogeneity premixed air which becomes a combustion chamber from a low octane fuel, when [at which it does not come out] the premixed air which becomes a circumference of the ignition plug of a combustion chamber from a high octane fuel should be formed and autohesion fire combustion of the premixed air should be carried out, he is trying to form the premixed air which becomes a combustion chamber from a high octane fuel in the 13th invention in the 16th invention.

[0017] When [at which it does not come out] autohesion fire combustion of the premixed air should be carried out, he is trying to form the homogeneity premixed air which becomes a combustion chamber from a high octane fuel in the 16th invention in the 17th invention.

[0018]

[Embodiment of the Invention] Drawing 1 and drawing 2 show the case where this invention is applied to a stratification combustion internal combustion engine. If drawing 1 is referred to, the engine body 1 possesses four gas columns, and drawing 2 shows the side-face sectional view of these gas columns. When drawing 2 is referred to, in an inlet valve and 9, a suction port and 10 show an exhaust valve and 11 shows [the fuel injection valve by which a piston and 5 had been arranged in the combustion chamber and 6 has been arranged / 2 / a cylinder block and 3 / for the cylinder head and 4 at the internal-surface periphery section of the cylinder head 3, the ignition plug by which 7 has been arranged in the internal-surface center section of the cylinder head 3, and 8] an exhaust air port, respectively.

[0019] If drawing 1 and drawing 2 are referred to, a suction port 9 will be connected with a surge tank 13 through the corresponding inhalation-of-air branch pipe 12, and a surge tank 13 will be connected with an air cleaner 16 through an air intake duct 14 and an air flow meter 15. In an air intake duct 14, the throttle valve 18 driven with a step motor 17 is arranged. On the other hand, the exhaust air port 11 of each gas column is connected with an exhaust pipe 20 through an exhaust manifold 19. Moreover, it connects with an exhaust manifold 19 mutually through the exhaust gas recycling (Following EGR is called) path 21 as a surge tank 13, and the electric control type EGR control valve 22 is arranged in the EGR path 21.

[0020] Each fuel injection valve 6 is connected with the fuel-supply-control valve 23 which corresponds, respectively, and each fuel-supply-control valve 23 is connected with the fuel reservoir of a pair, and the so-called common rails 24 and 25, respectively. The low octane fuel which the low octane fuel in a fuel tank 26 was supplied through the strange fuel pump 27 with the good discharge quantity of an electric control type into the common rail 24, and was supplied in the common rail 24 is supplied to each fuel-supply-control valve 23. The fuel pressure sensor 28 for detecting the fuel pressure in a common rail 24 to a common rail 24 is attached, and the discharge quantity of a fuel pump 27 is controlled so that the fuel pressure in a common rail 24 turns into target fuel pressure based on the output signal of the fuel pressure sensor 28.

[0021] The high octane fuel which the high octane fuel in a fuel tank 29 was supplied on the other hand through the strange fuel pump 30 with the good discharge quantity of an electric control type into the common rail 25, and was supplied in the common rail 25 is supplied to each fuel-supply-control valve 23. The fuel pressure sensor 31 for detecting the fuel pressure in a common rail 25 to a common rail 25 is attached, and the discharge quantity of a fuel pump 30 is controlled so that the fuel pressure in a common rail 25 turns into target fuel pressure based on the output signal of the fuel pressure sensor 31.

[0022] Each fuel-supply-control valve 23 has the function which supplies either a low octane fuel or a high octane fuel to the fuel injection valve 6 which corresponds alternatively, and the function which supplies the fuel mixed by mixing a low octane fuel and a high octane fuel according to a demand mixing rate to the corresponding fuel injection valve 6. An electronic control unit 40 consists of a digital computer, and ROM (read-only memory)42, RAM (random access memory)43, CPU (microprocessor)44, the input port 45, and the output port 46 which were mutually connected by the

bidirectional bus 41 are provided. An air flow meter 15 generates the output voltage proportional to an inhalation air content, and this output voltage is inputted into input port 45 through corresponding A-D converter 47. The air-fuel ratio sensor 32 is attached in an exhaust pipe 20, and the output signal of this air-fuel ratio sensor 32 is inputted into input port 45 through corresponding A-D converter 47. Furthermore, the output signal of each fuel pressure sensors 28 and 31 is inputted into input port 45 through A-D converter 47 which corresponds, respectively.

[0023] Moreover, the load sensor 51 which generates the output voltage proportional to the amount L of treading in of an accelerator pedal 50 is connected to an accelerator pedal 50, and the output voltage of the load sensor 51 is inputted into input port 45 through corresponding A-D converter 47. Moreover, whenever 30 degrees rotates, the crank angle sensor 52 which generates an output pulse is connected to input port 45 for a crankshaft. On the other hand, an output port 46 is connected to a fuel injection valve 6, an ignition plug 7, the step motor 17 for throttle valve controls, the EGR control valve 22, the fuel-supply-control valve 23, and fuel pumps 27 and 30 through the corresponding drive circuit 48.

[0024] Drawing 3 shows average air-fuel ratio A/F in fuel oil consumption Q1, Q2, and Q (=Q1+Q2), the injection initiation stage thetaS1, thetaS2, the completion stage thetaE1 of injection, and theta E2 and a combustion chamber 5. In addition, in drawing 3, the axis of abscissa L shows demand torque. The demand torque L is L1 so that drawing 3 may show. When low, fuel injection Q2 is performed between thetaS2 and thetaE2 of the compression stroke last stage. At this time, average air-fuel ratio A/F serves as Lean considerably. Demand torque LL1 L2 When it is in between, a line crack and fuel injection Q2 which is the 2nd time subsequently to between thetaS2 to thetaE2 of the compression stroke last stage are being performed [the inhalation-of-air line] for the 1st fuel injection Q1 from thetaS1 to thetaE1 of the first stage. Also at this time, air-fuel ratio A/F has become with Lean. Demand torque LL2 When large, fuel injection Q1 is performed for an inhalation-of-air line between thetaS1 and thetaE1 of the first stage. At this time, average air-fuel ratio A/F is made into Lean for the demand torque L in the low field, if the demand torque L becomes high, average air-fuel ratio A/F will be made into theoretical air fuel ratio, and if the demand torque L becomes still higher, average air-fuel ratio A/F will be made rich.

[0025] As for drawing 2, the demand torque L shows the case where fuel injection Q2 is performed, only [when smaller than L1 (drawing 3) (i.e., the compression stroke last stage)]. As shown in drawing 2, cavity 4a is formed on the top face of a piston 4, and the demand torque L is L1. When low, a fuel is injected towards the bottom wall side of cavity 4a in the compression stroke last stage from a fuel injection valve 6. This fuel is guided by the peripheral wall side of cavity 4a, and premixed air G is formed in the surroundings of an ignition plug 7 of it toward an ignition plug 7. Subsequently, this premixed air G is made to light by the ignition plug 7. That is, stratification combustion is performed at this time.

[0026] On the other hand, as mentioned above, the demand torque L is L1. L2 When it is in between, it divides into two times and fuel injection is performed. In this case, lean-fuel-mixture mind is formed in a combustion chamber 5 of the 1st fuel injection Q1 to which an inhalation-of-air line is carried out in early stages. Subsequently, the premixed air of the optimal concentration for the circumference of an ignition plug 7 is formed of the 2nd fuel injection Q2 performed in the compression stroke last stage. This premixed air is made to light by the ignition plug 7, and lean-fuel-mixture mind is made to burn with this ignition flame. Therefore, stratification combustion is performed also at this time.

[0027] on the other hand — demand torque LL2 when large, it is shown in drawing 3 — as — the inside of a combustion chamber 5 — the homogeneity of Lean, theoretical air fuel ratio, or a rich air-fuel ratio — gaseous mixture forms — having — this homogeneity — gaseous mixture is made to light by the ignition plug 7 That is, homogeneity combustion is performed at this time. In addition, the operating range to which the operating range to which stratification combustion is performed, and homogeneity combustion are performed does not become settled by the demand torque L, but as shown in drawing 4 in fact, it becomes settled at the demand torque L and the engine rotational frequency N.

[0028] Next, the autohesion fire combustion method by this invention is explained. In the 1st example by this invention, when it is the operating range to which stratification combustion is performed, a low octane fuel is injected from a fuel injection valve 6, a part of premixed air formed in the combustion chamber 5 at this time is made to light by the ignition plug 7, flame propagation combustion is performed, and fuel injection timing and ignition timing are set up so that the remaining premixed air may subsequently carry out autohesion fire combustion.

[0029] In addition, on this invention and a low octane fuel are JIS. K A high octane fuel is [in / the fuel of an octane value lower than the lower limit 89 of the octane value of the regular gasoline (No. 2) by convention of 2202 is shown, and / this invention] JIS. It is a with an octane values [by convention of K2202] of 89 or more fuel, for example, premium gasoline (No. 1) and regular gasoline (No. 2) are shown. Moreover, when calling it a low octane fuel in the example by this invention described below, unless reference is made specially, the octane value means 50 or less fuel.

[0030] Drawing 5 (A) shows heat rate $dQ/d\theta$ when autohesion fire combustion is performed by the approach by this invention. In addition, in drawing 5 (A), Ig shows ignition timing. If ignition by the ignition plug 7 is performed in Ig as shown in drawing 5 (A), up to near compression top dead center TDC, heat rate $dQ/d\theta$ goes up comparatively gently, and the premixed air which consists of a low octane fuel lit by the ignition plug 7 is carrying out flame propagation combustion in the meantime. Subsequently, if it reaches near compression top dead center TDC, after heat rate $dQ/d\theta$ will go up quickly, it descends quickly, and the premixed air which consists of a low octane fuel is carrying out autohesion fire combustion in the meantime. Namely, it is a time of heat rate $dQ/d\theta$ beginning to go up quickly at the shift time to the autohesion fire combustion from flame propagation combustion.

[0031] Therefore, the mass rate of the premixed air made to burn by Ct hereafter the time of heat rate $dQ/d\theta$ beginning to go up quickly from Ig in drawing 5 (B) at the time of ignition is called a flame propagation combustion rate, and the mass rate of the premixed air which carries out autohesion fire combustion after Ct is called an autohesion fire combustion rate. After a continuous line carries out flame propagation combustion of a part of premixed air in drawing 6, change of heat rate $dQ/d\theta$ in the case of carrying out autohesion fire combustion of the remaining premixed air is shown, and in drawing 6, the broken line shows the case where flame propagation combustion of all the premixed air is carried out. If autohesion fire combustion of a part of premixed air is carried out as shown in drawing 6, compared with the case where flame propagation combustion of all the premixed air is carried out, heat rate $dQ/d\theta$ will fall quickly behind the compression top dead center TDC, and combustion will be completed quickly.

[0032] Time amount is required for a flame to spread, and as premixed air becomes thin, the propagation velocity of a flame becomes slower. Therefore, in drawing 6, in carrying out flame propagation combustion of all the premixed air, as is shown by the broken line, when especially premixed air is thin, a combustion period becomes for a long time. Fuel consumption not only increases, but [if a combustion period becomes long, in order that an engine output may decline,] since the combustion especially in a combustion anaphase becomes unstable, torque fluctuation occurs. Moreover, in order that it may be too thin and a flame may not spread to the fuel distributed to the periphery in a combustion chamber 5, unburnt [a lot of / HC] occurs, this increases fuel consumption further again, and it means worsening specific fuel consumption.

[0033] However, if combustion is quickly completed as drawing 6 is shown by the continuous line, in order that an engine output may improve, fuel consumption decreases, and since combustion is stabilized further, the amount of torque fluctuation becomes very small. Moreover, since the premixed air which should be made to burn in a combustion anaphase will be made to burn extremely if autohesion fire combustion arises and self-ignition combustion does not arise even if premixed air is thin by the short time if autohesion fire combustion arises, an yield unburnt [HC] decreases extremely. Thus, if autohesion fire combustion is produced, while an engine output will increase, fuel consumption decreases, namely, thermal efficiency improves, and while torque fluctuation decreases further, it has the big advantage that an yield unburnt [HC] decreases extremely.

[0034] Thus, although autohesion fire combustion has the big advantage, when it produces intense autohesion fire combustion, as shown in drawing 7 (A), the peak of heat rate $dQ/d\theta$ becomes large, it will cross a knocking generating limitation, and knocking will generate it thus. Therefore, even if it produces autohesion fire combustion, it must be made for the peak of heat rate $dQ/d\theta$ not to have to exceed a knocking generating limit. In this case, it is decided by the both sides of the autohesion fire combustion rate of premixed air, and the stratification degree of premixed air whether the peak of heat rate $dQ/d\theta$ will cross a knocking generating limitation, and its effect especially by the stratification degree of premixed air is very large.

[0035] That is, if a fuel molecule is made to heat, radicals, such as a hydroxyl radical, will be generated gradually, and if the amount of these radicals exceeds a constant rate, autohesion fire will arise. Therefore, time amount is taken to produce autohesion fire, if there are few amounts of the radical which will produce autohesion fire immediately and will be generated if there are many amounts of the radical to generate. Thus, time amount after producing time difference in generating of autohesion fire

according to the yield of a radical, therefore starting the pyrolysis of a fuel molecule below until autohesion fire arises is called an autohesion fire time delay.

[0036] Drawing 8 (A) shows the schematic diagram of relation with the equivalent ratio ψ of autohesion fire time delay τ to the various temperature of 800 degrees C in a combustion chamber 5, 1000 degrees C, and 1200 degrees C, and premixed air, and drawing 8 (B) shows the schematic diagram of relation with the equivalent ratio ψ of autohesion fire time delay τ to the various octane values 0 and 50,100 of an injection fuel, and premixed air. When drawing 8 (A) and (B) to the equivalent ratio ψ is 1.0 (i.e., when the ratio of air and a fuel is theoretical air fuel ratio), whether equivalent ratio ψ becomes large whether equivalent ratio ψ becomes small in short ***** most or becomes superfluous [air], or it becomes superfluous [a fuel], as for autohesion fire time delay τ , autohesion fire time delay τ becomes long. That is, if excessive heat is used and it becomes an overfuel, in order to warm superfluous air, if it becomes overair, in order to warm a superfluous fuel, as excessive heat is used, therefore equivalent ratio ψ separates from 1.0, autohesion fire time delay τ becomes longer.

[0037] On the other hand, a lot of [as the temperature of the circumference of a fuel molecule is high] radicals occur. therefore — as shown in drawing 8 (A), so that the temperature in a combustion chamber 5 becomes high — autohesion fire time delay τ — short — ***** — ** Moreover, a lot of [as octane value RON of a fuel becomes small] radicals come to occur. therefore, so that octane value RON of a fuel becomes small — autohesion fire time delay τ — short — ***** — **

[0038] Now, if homogeneous premixed air is formed in a combustion chamber 5, in premixed air, in every part, equivalent ratio ψ will become equal altogether, therefore in every part, as for premixed air, all autohesion fire time delay τ becomes equal. However, when all autohesion fire time delay τ became equal in every part of premixed air and the pressure and temperature in a combustion chamber 5 rise, all premixed air carries out autohesion fire at a stretch. However, when all premixed air carries out autohesion fire combustion at a stretch, and the amount of premixed air is very little, another, the pressure in a combustion chamber 5 will rise rapidly, and will generate knocking thus.

[0039] On the other hand, it becomes [in / as the concentration D of the premixed air in a combustion chamber 5 in the example which a combustible gas mixture G is formed in the surroundings of an ignition plug 7 as it is shown in drawing 9 , when stratification combustion is performed in this invention, and is shown in drawing 9 is shown by the curve D of drawing 9 / the core of a combustion chamber 5] the highest, and falls gradually towards the periphery of a combustion chamber 5. That is, spatial distribution will arise to the concentration D of premixed air. In this case, supposing the premixed air of 1 is mostly formed in the surroundings of an ignition plug 7 for equivalent ratio ψ , the equivalent ratio ψ of premixed air will become small gradually towards the periphery of a combustion chamber 5.

[0040] Thus, if the equivalent ratio ψ of premixed air becomes small gradually, the ignition-delay time amount τ will become long gradually so that drawing 8 (A) and (B) may show. Therefore, if the premixed air of the center section of the combustion chamber 5 carries out autohesion fire, the premixed air of the perimeter will carry out autohesion fire with time difference next, and premixed air carries out autohesion fire one by one with time difference towards a periphery from the core of a combustion chamber 5 thus. since [thus,] the pressure buildup in a combustion chamber 5 will become slow if premixed air carries out autohesion fire one by one with time difference — knocking — generating — ***** — ** That is, in order to produce autohesion fire combustion and to make it knocking not occur, it becomes indispensable requirements to stratification-ize premixed air. in this case, so that the degree of stratification-izing, i.e., the concentration difference between the premixed air distributed in the combustion chamber 5, becomes large — knocking — not being generated — ***** — **

[0041] In addition, the important thing in this case is giving spatial distribution to the concentration D of premixed air, therefore as long as spatial distribution arises to the concentration D of premixed air, it does not have to make the highest concentration D of the premixed air of the circumference of an ignition plug 7, and it does not have to set equivalent ratio ψ of premixed air with the highest concentration D to 1. On the other hand, if the absolute magnitude of the premixed air which carries out autohesion fire combustion increases even if it enlarges the concentration difference of premixed air, it will become easy to produce knocking. Therefore, it will be determined by the both sides of the autohesion fire combustion rate of premixed air, and the stratification degree of premixed air whether cross a knocking generating limitation, as heat rate $dQ/d\theta$ is shown to drawing 7 (A) that it mentioned above.

[0042] On the other hand, if an autohesion fire combustion rate is lessened, as shown in drawing 7 (B),

heat rate $dQ/d\theta$ will come to fall slowly behind the compression top dead center TDC. That is, a combustion period becomes long. If a combustion period becomes long, thermal efficiency will fall like the time of carrying out flame propagation combustion of all the premixed air, torque fluctuation becomes large, and unburnt [a lot of / HC] comes to occur. In this case, it is confirmed by the experiment that it is necessary to improve thermal efficiency, and to make torque fluctuation small, and to make the autohesion fire combustion rate of premixed air at least about 20% or more for lessening an yield unburnt [HC].

[0043] Therefore, it is controlled by this invention within limits which the autohesion fire combustion percentage of premixed air is about 20% or more, and knocking does not generate. In this case, if flame propagation combustion increases, an autohesion fire combustion rate will decrease, and a flame propagation combustion rate becomes so large that ignition timing I_g (drawing 5 (A)) is brought forward. Therefore, an autohesion fire combustion rate is controllable by ignition timing I_g .

[0044] On the other hand, when autohesion fire combustion is told to near compression top dead center TDC and a concrete target in terms of thermal efficiency, it is in front of [BTDC] a compression top dead center. After [ATDC] the compression top dead center from about 5 degrees [it is desirable to make it start among about 5 degrees, the example according to this invention thus — autohesion fire combustion — about — BTDC about [5 degrees and] — ATDC for 5 degrees — starting — and an autohesion fire combustion rate — about 20% or more — and the autohesion fire combustion which knocking does not produce — ignition timing I_g is set up so that it may become comparatively. This ignition timing I_g changes according to demand torque and an engine rotational frequency, and the optimum value of this ignition timing I_g is beforehand calculated by experiment in the example by this invention.

[0045] In addition, thermal efficiency improves by autohesion fire combustion, and torque fluctuation becomes small, and an yield unburnt [HC] decreases because combustion is quickly completed by carrying out autohesion fire combustion, and it is hardly dependent on the absolute magnitude of the premixed air which carries out autohesion fire combustion. Therefore, it is not necessary to enlarge an autohesion fire combustion rate so much for example, and it can also maintain the autohesion fire combustion rate of premixed air from 20 to about 30% regardless of demand torque and an engine rotational frequency.

[0046] Moreover, under the same temperature and the same pressure, if a high octane fuel is used, when it should self-light and autohesion fire combustion should be carried out by this invention by that of *****, a low octane fuel will be used. When a low octane fuel is used, even if it does not light according to differences, such as an engine's compression ratio, the engine of the form which produces autohesion fire, and the engine of the form which does not produce autohesion fire if are and it does not light exist. If it does not light, in the engine of the form which does not produce autohesion fire, induction is carried out to the pressure and temperature rise in the combustion chamber 5 by flame propagation combustion, and autohesion fire combustion arises. Although the engine of which form can be used, if it does not light, the engine of the form which does not produce autohesion fire is used in the example by this invention.

[0047] In order to produce autohesion fire combustion, without knocking occurring, as mentioned above, it is necessary to stratification-ize premixed air. Therefore, when the engine which can perform stratification combustion irrespective of demand torque and an engine rotational frequency is used, all operating range can be covered and autohesion fire combustion can be produced after flame propagation combustion. In the example by this invention, as shown in drawing 3 and drawing 4 , homogeneity combustion is performed in the demand torque L and the field where the engine rotational frequency N is high, and if a low octane fuel is used when a homogeneity fuel is performed, knocking will occur. Therefore, in the example by this invention, in the operating range to which homogeneity combustion is performed, a high octane fuel is used and only flame propagation combustion is performed at this time.

[0048] Drawing 10 shows the operation control routine of the 1st example. It is distinguished whether it is the stratification operating range which refers to drawing 10 and which is not rich and performs fuel injection once in step 100 in the compression stroke last stage first. When it is the stratification operating range which performs fuel injection once in the compression stroke last stage, the fuel-supply-control valve 23 is switched so that it may progress to step 101 and a low octane fuel may be supplied to a fuel injection valve 6. Subsequently, the injection quantity Q2 is computed at step 102, and, subsequently the injection initiation stage θ_{S2} is computed at step 103. Subsequently, at step 104, the completion stage θ_{E2} of injection is computed based on the injection quantity Q2, the

injection initiation stage θ_{S2} , and the engine rotational frequency N . Subsequently, ignition timing I_g is computed at step 105.

[0049] On the other hand, when it was not the stratification operating range which performs fuel injection once in step 100 in the compression stroke last stage and is distinguished, it is distinguished whether it is the stratification operating range which progresses to step 106, divides an inhalation-of-air line into the two times of the first stage and the compression stroke last stage, and performs fuel injection. When it is the stratification operating range to which an inhalation-of-air line is divided into the two times of the first stage and the compression stroke last stage, and performs fuel injection, the fuel-supply-control valve 23 is switched so that it may progress to step 107 and a low octane fuel may be supplied to a fuel injection valve 6.

[0050] Subsequently, at step 108, the injection quantity $Q1$ is computed for an inhalation-of-air line. The injection initiation stage θ_{S1} of injection of an inhalation-of-air line is being fixed near the inhalation-of-air top dead center, as shown in drawing 3, therefore at step 109, the completion stage θ_{E1} of injection is computed based on the injection quantity $Q1$, the injection initiation stage θ_{S1} , and the engine rotational frequency N . Subsequently, at step 110, the compression stroke injection quantity $Q2$ is computed, and, subsequently the injection initiation stage θ_{S2} is computed at step 111. Subsequently, at step 112, the completion stage θ_{E2} of injection is computed based on the injection quantity $Q2$, the injection initiation stage θ_{S2} , and the engine rotational frequency N . Subsequently, ignition timing I_g is computed at step 113. When it is judged that it is not the stratification operating range which divides an inhalation-of-air line into the two times of the first stage and the compression stroke last stage in step 106, and performs fuel injection on the other hand, the fuel-supply-control valve 23 is switched so that it may progress to step 114 and a high octane fuel may be supplied to a fuel injection valve 6. Subsequently, at step 115, the injection quantity $Q1$ is computed for an inhalation-of-air line. The injection initiation stage θ_{S1} of injection of an inhalation-of-air line is being fixed near the inhalation-of-air top dead center, as shown in drawing 3, therefore at step 116, the completion stage θ_{E1} of injection is computed based on the injection quantity $Q1$, the injection initiation stage θ_{S1} , and the engine rotational frequency N . Subsequently, ignition timing I_g is computed at step 117.

[0051] The 2nd example is shown in drawing 11 and drawing 12. Octane value RON of a low octane fuel is made to change according to the demand torque L and the engine rotational frequency N at the time of the operating range to which stratification combustion is performed as shown in drawing 11 in this example. In addition, in drawing 11, as for each curve of $RON=0$, $RON=25$, $RON=50$, and $RON=75$, the octane value shows 0, 25, 50, and 75, respectively, and the octane value between each curve is defined by proportional distribution. Therefore, it turns out that octane value RON becomes high, so that the demand torque L becomes high.

[0052] Since the temperature in a combustion chamber 5 becomes high so that the demand torque L becomes high, it becomes easy to carry out autohesion fire, and becomes easy to generate knocking. Then, even if the demand torque L becomes high by making high octane value RON of a low octane fuel as the demand torque L becomes high, he is trying for knocking not to occur in this example. In addition, by controlling the mixed rate of a low octane fuel and a high octane fuel by the fuel-supply-control valve 23, it is controlled by this operation so that octane value RON of the fuel supplied to a fuel injection valve 6 serves as a target octane value.

[0053] Drawing 12 shows the operation control routine of the 2nd example. It is distinguished whether it is the stratification operating range which refers to drawing 12 and which is not rich and performs fuel injection once in step 200 in the compression stroke last stage first. When it is the stratification operating range which performs fuel injection once in the compression stroke last stage, the mixed rate of a low octane fuel and a high octane fuel is controlled by the fuel-supply-control valve 23 so that octane value RON of the low octane fuel which progresses to step 201 and is supplied to a fuel injection valve 6 serves as a target octane value.

[0054] Subsequently, the injection quantity $Q2$ is computed at step 202, and, subsequently the injection initiation stage θ_{S2} is computed at step 203. Subsequently, at step 204, the completion stage θ_{E2} of injection is computed based on the injection quantity $Q2$, the injection initiation stage θ_{S2} , and the engine rotational frequency N . Subsequently, ignition timing I_g is computed at step 205. On the other hand, when it was not the stratification operating range which performs fuel injection once in step 200 in the compression stroke last stage and is distinguished, it is distinguished whether it is the stratification operating range which progresses to step 206, divides an inhalation-of-air line into the two times of the first stage and the compression stroke last stage, and performs fuel injection.

When it is the stratification operating range to which an inhalation-of-air line is divided into the two times of the first stage and the compression stroke last stage, and performs fuel injection, the mixed rate of a low octane fuel and a high octane fuel is controlled by the fuel-supply-control valve 23 so that octane value RON of the low octane fuel which progresses to step 207 and is supplied to a fuel injection valve 6 serves as a target octane value.

[0055] Subsequently, at step 208, the injection quantity Q1 is computed for an inhalation-of-air line. The injection initiation stage θ_{S1} of injection of an inhalation-of-air line is being fixed near the inhalation-of-air top dead center, as shown in drawing 3, therefore at step 209, the completion stage θ_{E1} of injection is computed based on the injection quantity Q1, the injection initiation stage θ_{S1} , and the engine rotational frequency N. Subsequently, at step 210, the compression stroke injection quantity Q2 is computed, and, subsequently the injection initiation stage θ_{S2} is computed at step 211. Subsequently, at step 212, the completion stage θ_{E2} of injection is computed based on the injection quantity Q2, the injection initiation stage θ_{S2} , and the engine rotational frequency N. Subsequently, ignition timing I_g is computed at step 213.

[0056] When it is judged that it is not the stratification operating range which divides an inhalation-of-air line into the two times of the first stage and the compression stroke last stage in step 206, and performs fuel injection on the other hand, the fuel-supply-control valve 23 is switched so that it may progress to step 214 and a high octane fuel may be supplied to a fuel injection valve 6. Subsequently, at step 215, the injection quantity Q1 is computed for an inhalation-of-air line. The injection initiation stage θ_{S1} of injection of an inhalation-of-air line is being fixed near the inhalation-of-air top dead center, as shown in drawing 3, therefore at step 216, the completion stage θ_{E1} of injection is computed based on the injection quantity Q1, the injection initiation stage θ_{S1} , and the engine rotational frequency N. Subsequently, ignition timing I_g is computed at step 217.

[0057] By the way, in the example shown in drawing 1, the low octane fuel is beforehand stored in the fuel tank 26, and the high octane fuel is beforehand stored in the fuel tank 29. However, a manufacture means to manufacture a high octane fuel and a low octane fuel from one fuel, for example, a gasoline, gas oil, or kerosene can be established on a car. The manufacturing installation which manufactures a low octane fuel from a high octane fuel by reforming as this manufacture means, the manufacturing installation which manufactures a high octane fuel from a low octane fuel by reforming, or the manufacturing installation which manufactures a high octane fuel and a low octane fuel by distillation can be used. In the 3rd example shown in drawing 13, the fuel reformer 33 for reforming the low octane fuel in a fuel tank 26 to a high octane fuel is formed, and the generated high octane fuel is supplied to a fuel tank 29.

[0058] The 4th example is shown in drawing 18 from drawing 14. As shown in drawing 14 and drawing 15, in addition to a fuel injection valve 6, in this example, the fuel injection valve 34 for injecting a fuel towards the inside of the suction port 9 of each gas column is arranged at each inhalation-of-air branch pipe 12, respectively. The fuel injection valve 6 is connected with the common rail 25, therefore a high octane fuel is injected towards the inside of a combustion chamber 5 from a fuel injection valve 6. On the other hand, the fuel injection valve 34 is connected with the common rail 24, therefore a low octane fuel is injected towards the inside of a suction port 9 from a fuel injection valve 34.

[0059] As shown in drawing 16, it also sets in this example, and the demand torque L is L0. When low, stratification combustion is performed, and the demand torque L is L0. Homogeneity combustion will be performed if it becomes high. In addition, the operating range to which stratification combustion is actually performed, and the operating range to which homogeneity combustion is performed are also the functions of not only the demand torque L but the engine rotational frequency N, as shown in drawing 17.

[0060] As shown in drawing 16, in the operating range to which stratification combustion is performed, a low octane fuel is injected towards the inside of a suction port 9 only in a fuel injection valve 34 to the injection quantity QP, and a high octane fuel is injected only for the injection quantity Q2 towards the inside of a combustion chamber 5 in the compression stroke last stage from a fuel injection valve 6. Therefore, before a high octane fuel is injected from a fuel injection valve 6, the inside of a combustion chamber 5 is filled by the premixed air of an almost homogeneous low octane fuel, and if a high octane fuel is injected from a fuel injection valve 6, the premixed air G which becomes the surroundings of an ignition plug 7 from a high octane fuel will be formed.

[0061] Therefore, when stratification combustion is performed also in this example, the concentration D of the premixed air in a combustion chamber 5 becomes the highest in the core of a combustion chamber 5, as shown by the curve D of drawing 15, and falls gradually towards the periphery of a

combustion chamber 5. That is, spatial distribution will arise to the concentration D of premixed air. In this case, supposing the premixed air of 1 is mostly formed in the surroundings of an ignition plug 7 for equivalent ratio ϕ , the equivalent ratio ϕ of premixed air will become small gradually towards the periphery of a combustion chamber 5. In addition, in this example, the equivalent ratio ϕ of the premixed air of the circumference of an ignition plug 7 may not be 1.

[0062] In this example, the premixed air G which mainly consists of a high octane fuel is made to light first by the ignition plug 7, and a high octane fuel mainly carries out flame propagation combustion. If a high octane fuel carries out flame propagation combustion, the pressure and temperature of the circumference of the low octane fuel of the circumference of premixed air G will rise, and a low octane fuel will carry out autohesion fire combustion thus.

[0063] However, in this example, if the equivalent ratio ϕ of premixed air becomes small gradually towards the periphery of a combustion chamber 5 as mentioned above, and the equivalent ratio ϕ of premixed air becomes small gradually in this way, the ignition-delay time amount τ will become long gradually so that drawing 8 (A) and (B) may show. Therefore, if premixed air carries out autohesion fire, the premixed air of the perimeter will carry out autohesion fire with time difference next, and premixed air carries out autohesion fire one by one with time difference towards the periphery of a combustion chamber 5 thus. since [thus,] the pressure buildup in a combustion chamber 5 will become slow if premixed air carries out autohesion fire one by one with time difference — knocking — generating —
***** — **

[0064] Furthermore, the octane value of the fuel mixed when made for a high octane fuel and a low octane fuel to be mixed turns into an octane value according to the mixed rate of a high octane fuel and a low octane fuel. Therefore, since the concentration of a high octane fuel becomes low as octane value RON is high since the concentration of a high octane fuel is high around an ignition plug 7 as shown in drawing 15, and it goes to the periphery of a combustion chamber 5, octane value RON becomes small gradually. That is, the periphery of a combustion chamber 5 has an octane value lower than the center section of the combustion chamber 5, and it is easy to carry out autohesion fire. By controlling the injection quantity QP of a low octane fuel, the amount of the low octane fuel gathering in the periphery of a combustion chamber 5 can be controlled by this example, and an autohesion fire combustion rate can be thus controlled by it easily.

[0065] the homogeneity which a high octane fuel is injected for an inhalation-of-air line in early stages on the other hand towards a fuel injection valve 6 to the inside of a combustion chamber 5 by the operating range to which homogeneity combustion is performed as shown in drawing 16, and consists of a high octane fuel — an ignition plug 7 carries out [gaseous mixture] flame propagation combustion. In this case, high operation of the antiknock property only by the high octane fuel is performed. Drawing 18 shows the operation control routine of the 4th example.

[0066] It is distinguished whether it is the operating range which refers to drawing 18 and which is not rich and performs stratification combustion in step 300 first. When it is the operating range which performs stratification combustion, the injection quantity QP of the low octane fuel which should progress to step 301 and should be injected from a fuel injection valve 34 is computed. Subsequently, the injection quantity Q2 of the high octane fuel which should be injected from a fuel injection valve 6 at step 302 is computed, and, subsequently the injection initiation stage θ_{S2} of a high octane fuel is computed at step 303. Subsequently, at step 304, the completion stage θ_{E2} of injection of a high octane fuel is computed based on the injection quantity Q2, the injection initiation stage θ_{S2} , and the engine rotational frequency N. Subsequently, ignition timing I_g is computed at step 305.

[0067] On the other hand, when it was not the operating range which performs stratification combustion in step 300 and is distinguished, the injection quantity Q1 is computed for the inhalation-of-air line of the high octane fuel which should progress to step 306 and should be injected from a fuel injection valve 6. The injection initiation stage θ_{S1} of injection of an inhalation-of-air line is being fixed near the inhalation-of-air top dead center, as shown in drawing 16, therefore at step 307, the completion stage θ_{E1} of injection of a high octane fuel is computed based on the injection quantity Q1, the injection initiation stage θ_{S1} , and the engine rotational frequency N. Subsequently, ignition timing I_g is computed at step 308.

[0068] The 5th example is shown in drawing 19. In this example, in order to promote evaporation of the low octane fuel supplied in a combustion chamber 5 from a suction port 9 at the time of the operational status which should carry out stratification combustion, a low octane fuel is injected towards the inside of the EGR path 21 from a fuel injection valve 34.

[0069]

[Effect of the Invention] By carrying out autohesion fire combustion of a part of premixed air, thermal efficiency can be improved, torque fluctuation can be reduced and an yield unburnt [HC] can be reduced.

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2001-254660
(P 2 0 0 1 - 2 5 4 6 6 0 A)
(43) 公開日 平成13年9月21日 (2001. 9. 21)

(51) Int. Cl. ⁷	識別記号	F I	テーマコード [*] (参考)
F02P 5/152		F02B 17/00	Z 3G022
5/153		F02D 19/06	Z 3G023
F02B 17/00		19/08	B 3G084
F02D 19/06		21/08	301 C 3G092
19/08		41/02	330 F 3G301
審査請求 未請求 請求項の数17 O L (全15頁) 最終頁に続く			

(21) 出願番号 特願2000-68667 (P 2000-68667)

(22) 出願日 平成12年3月8日 (2000. 3. 8)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社
愛知県豊田市トヨタ町1番地

(71) 出願人 000003609

株式会社豊田中央研究所
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1

(72) 発明者 植田 貴宣

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 100077517

弁理士 石田 敬 (外2名)

最終頁に続く

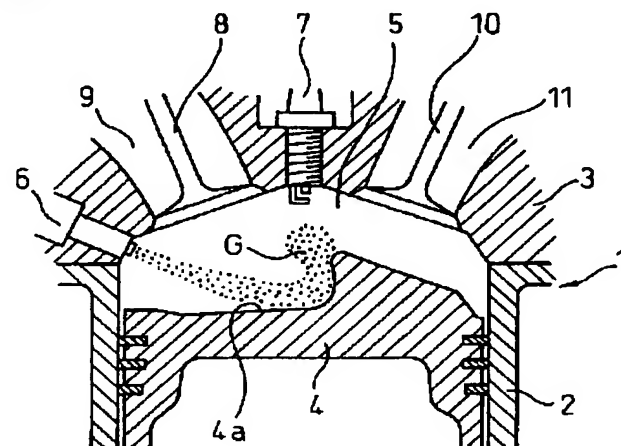
(54) 【発明の名称】 火花点火式成層燃焼内燃機関

(57) 【要約】

【課題】 予混合気の一部を自着火燃焼せしめる。

【解決手段】 燃焼室5内に燃料噴射弁6と点火栓7を配置する。燃焼室5内に自着火可能な予混合気を成層化して形成することにより燃焼室5内における予混合気の濃度に空間分布をもたせる。燃焼室5内に形成された一部の予混合気を点火栓7により着火して火炎伝播燃焼を行わせた後に残りの予混合気を時間差をもって順次自着火燃焼せしめる。自着火燃焼せしめられる予混合気の割合が予め定められた下限値以上であってノッキング発生限界以下となるように点火時期を設定する。

図 2



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 燃焼室内に点火栓を配置した火花点火式成層燃焼内燃機関において、燃焼室内に自着火可能な予混合気を成層化して形成することにより燃焼室内における予混合気の濃度に空間分布をもたせ、燃焼室内に形成された一部の予混合気を点火栓により着火して火炎伝播燃焼を行わせた後に残りの予混合気を時間差をもって順次自着火燃焼せしめ、自着火燃焼せしめられる予混合気の割合が予め定められた下限値以上であってノッキング発生限界以下となるように点火時期を設定した火花点火式成層燃焼内燃機関。

【請求項 2】 燃焼室内に燃料噴射弁を配置し、燃料噴射弁から少くとも圧縮行程末期に低オクタン燃料を噴射することによって燃焼室内に自着火可能な予混合気を成層化して形成すると共に燃焼室内における予混合気の濃度に空間分布をもたせるようにした請求項 1 に記載の火花点火式成層燃焼内燃機関。

【請求項 3】 上記下限値がほぼ 2 0 パーセントである請求項 1 に記載の火花点火式成層燃焼内燃機関。

【請求項 4】 火炎伝播燃焼が行われなるときには自着火せず、火炎伝播燃焼が行われたときに火炎伝播燃焼による燃焼室内の圧力および温度上昇に誘起されて自着火燃焼が生ずる請求項 1 に記載の火花点火式成層燃焼内燃機関。

【請求項 5】 燃焼室内に供給される燃料のオクタン価を機関の運転状態に応じて変化させるようにした請求項 1 に記載の火花点火式成層燃焼内燃機関。

【請求項 6】 燃焼室内に燃料噴射弁を配置し、一部の予混合気を自着火燃焼させるべきときには燃料噴射弁から少くとも圧縮行程末期に低オクタン燃料を噴射することによって燃焼室内に自着火可能な予混合気を成層化して形成すると共に燃焼室内における予混合気の濃度に空間分布をもたせ、予混合気を自着火燃焼させるべきでないときには燃料噴射弁から高オクタン燃料を噴射するようにした請求項 5 に記載の火花点火式成層燃焼内燃機関。

【請求項 7】 予混合気を自着火燃焼すべきでないときには燃料噴射弁から噴射された高オクタン燃料により均質予混合気を形成するようにした請求項 6 に記載の火花点火式成層燃焼内燃機関。

【請求項 8】 機関の運転領域を低負荷側の運転領域と高負荷側の運転領域に分割し、機関の運転状態が低負荷側の運転領域にあるときには一部の予混合気を自着火燃焼させるべきであると判断され、機関の運転状態が高負荷側の運転領域にあるときには予混合気を自着火燃焼させるべきでないと判断される請求項 6 に記載の火花点火式成層燃焼内燃機関。

【請求項 9】 機関の要求トルクが高くなるほど上記低オクタン燃料のオクタン価が高くされる請求項 5 に記載の火花点火式成層燃焼内燃機関。

【請求項 1 0】 低オクタン燃料と高オクタン燃料の混合割合を変化させることによって燃焼室内に供給される燃料のオクタン価を変化させるようにした請求項 5 に記載の火花点火式成層燃焼内燃機関。

【請求項 1 1】 車両上において一つの燃料から高オクタン価の燃料と低オクタン価の燃料を製造する製造手段を具備した請求項 5 に記載の火花点火式成層燃焼内燃機関。

【請求項 1 2】 燃焼室内における予混合気の濃度に空間分布をもたせるのと同時に燃焼室内における予混合気のオクタン価にも空間分布をもたせるようにした請求項 1 に記載の火花点火式成層燃焼内燃機関。

【請求項 1 3】 燃焼室内に低オクタン燃料からなる均質予混合気を形成すると共に燃焼室内の点火栓周りに高オクタン燃料からなる予混合気を形成するようにした請求項 1 2 に記載の火花点火式成層燃焼内燃機関。

【請求項 1 4】 燃焼室内に第 1 の燃料噴射弁を配置すると共に吸入空気内に燃料を供給するための第 2 の燃料噴射弁を具備し、第 2 の燃料噴射弁から低オクタン燃料を噴射することにより燃焼室内に低オクタン燃料からなる均質予混合気を形成し、第 1 の燃料噴射弁から圧縮行程末期に噴射された高オクタン燃料によって点火栓周りに高オクタン燃料からなる予混合気を形成するようにした請求項 1 3 に記載の火花点火式成層燃焼内燃機関。

【請求項 1 5】 排気ガスを吸気通路内に再循環させるための排気ガス再循環装置を具備し、第 2 の燃料噴射弁から再循環すべき排気ガス中に低オクタン燃料を噴射するようにした請求項 1 4 に記載の火花点火式成層燃焼内燃機関。

【請求項 1 6】 一部の混合気を自着火燃焼させるべきときには燃焼室内に低オクタン燃料からなる均質予混合気を形成すると共に燃焼室内の点火栓周りに高オクタン燃料からなる予混合気を形成し、予混合気を自着火燃焼させるべきでないときには燃焼室内に高オクタン燃料からなる予混合気を形成するようにした請求項 1 3 に記載の火花点火式成層燃焼内燃機関。

【請求項 1 7】 予混合気を自着火燃焼させるべきでないときには燃焼室内に高オクタン燃料からなる均質予混合気を形成するようにした請求項 1 6 に記載の火花点火式成層燃焼内燃機関。

【発明の詳細な説明】

【0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】 本発明は火花点火式成層燃焼内燃機関に関する。

【0 0 0 2】

【従来の技術】 ディーゼル機関において燃料噴射を行うと一部の燃料はただちに蒸発して予混合気を形成し、残りの燃料は燃料液滴の形で燃焼室内に分散せしめられる。次いで予混合気が自着火せしめられ、これが熱源となって燃料液滴から蒸発する燃料が順次燃焼せしめられ

る。即ち、拡散燃焼が行われる。この場合、予混合気の割合が多くなると爆発的な燃焼が生ずるために燃焼温が急激に上昇し、斯くして多量のNO_xが発生することになる。

【0003】そこで燃焼室内に燃焼圧センサと点火栓とを配置し、検出された燃焼圧から予混合気の割合を求め、予混合気の割合が最適値よりも多くなった場合には点火時期を早めて予混合気の生成量が過度に増大する前に点火栓により予混合気を着火せしめ、点火栓による着火時の予混合気の割合が最適値よりも少なくなった場合には点火時期を遅らせて予混合気の生成量が適度な量まで増大したときに予混合気を点火栓により着火せしめるようにしたディーゼル機関が公知である（実開平2-141648号公報参照）。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】一方、火花点火式内燃機関においても燃焼室内の圧力および温度が極度に高くなると自着火を生ずる。しかしながら火花点火式内燃機関において自着火を生じると予混合気全体が一気に燃焼するために燃焼室内の圧力および温度が急激に上昇し、その結果ノッキングが発生するばかりでなく多量のNO_xが発生する。従って従来より火花点火式内燃機関ではできる限り自着火を生じないようにしており、点火栓による着火火炎によって混合気を燃焼せしめるようにしている。

【0005】ところで自着火を生じると上述の如くノッキングが発生し、多量のNO_xが発生する。ところが自着火による燃焼は短かい時間で燃焼が完結し、従って自着火燃焼を生じさせると熱効率が向上する。従ってノッキングおよび多量のNO_xを発生させることなく自着火燃焼を生じさせることができれば熱効率の高い実用性のある内燃機関を得ることができる。

【0006】ところで自着火燃焼が生じたときにノッキングおよび多量のNO_xが発生するか否かは自着火燃焼せしめられる予混合気の量と燃焼時間に依存している。即ち、予混合気全体が一気に燃焼せしめられると前述したようにノッキングおよび多量のNO_xが発生する。しかしながら予混合気全体ではなく一部の予混合気のみを自着火燃焼させ、しかも時間差をもって予混合気を少しずつ自着火燃焼させれば燃焼室内の圧力および温度はそれほど高くならず、斯くしてノッキングおよび多量のNO_xが発生することがなくなる。ただし、この場合自着火燃焼する予混合気量が少すぎると熱効率の向上は期待できず、従って自着火燃焼させるべき予混合気量には下限値が存在する。

【0007】即ち、ノッキングおよび多量のNO_xの発生を阻止しつつ熱効率を向上させるには自着火燃焼する予混合気の割合を最適な範囲内に維持し、しかも時間差をもって予混合気が順次自着火燃焼を生ずるようにする必要がある。

【0008】

【課題を解決するための手段】そこで1番目の発明では、燃焼室内に点火栓を配置した火花点火式成層燃焼内燃機関において、燃焼室内に自着火可能な予混合気を成層化して形成することにより燃焼室内における予混合気の濃度に空間分布をもたせ、燃焼室内に形成された一部の予混合気を点火栓により着火して火炎伝播燃焼を行わせた後に残りの予混合気を時間差をもって順次自着火燃焼せしめ、自着火燃焼せしめられる予混合気の割合が予め定められた下限値以上であってノッキング発生限界以下となるように点火時期を設定している。

【0009】2番目の発明では1番目の発明において、燃焼室内に燃料噴射弁を配置し、燃料噴射弁から少くとも圧縮行程末期に低オクタン燃料を噴射することによって燃焼室内に自着火可能な予混合気を成層化して形成すると共に燃焼室内における予混合気の濃度に空間分布をもたせるようにしている。3番目の発明では1番目の発明において、上述の下限値がほぼ20パーセントである。

【0010】4番目の発明では1番目の発明において、火炎伝播燃焼が行われないときには自着火せず、火炎伝播燃焼が行われたときに火炎伝播燃焼による燃焼室内の圧力および温度上昇に誘起されて自着火燃焼が生ずる。5番目の発明では1番目の発明において、燃焼室内に供給される燃料のオクタン価を機関の運転状態に応じて変化させるようにしている。

【0011】6番目の発明では5番目の発明において、燃焼室内に燃料噴射弁を配置し、一部の予混合気を自着火燃焼させるべきときには燃料噴射弁から少くとも圧縮行程末期に低オクタン燃料を噴射することによって燃焼室内に自着火可能な予混合気を成層化して形成すると共に燃焼室内における予混合気の濃度に空間分布をもたせ、予混合気を自着火燃焼させるべきでないときには燃料噴射弁から高オクタン燃料を噴射するようにしている。

【0012】7番目の発明では6番目の発明において、予混合気を自着火燃焼すべきでないときには燃料噴射弁から噴射された高オクタン燃料により均質予混合気を形成するようにしている。8番目の発明では6番目の発明において、機関の運転領域を低負荷側の運転領域と高負荷側の運転領域に分割し、機関の運転状態が低負荷側の運転領域にあるときには一部の予混合気を自着火燃焼させるべきであると判断され、機関の運転状態が高負荷側の運転領域にあるときには予混合気を自着火燃焼させるべきでないと判断される。

【0013】9番目の発明では5番目の発明において、機関の要求トルクが高くなるほど低オクタン燃料のオクタン価が高くなる。10番目の発明では5番目の発明において、低オクタン燃料と高オクタン燃料の混合割合を変化させることによって燃焼室内に供給される燃料の

オクタン価を変化させるようにしている。

【0014】11番目の発明では5番目の発明において、車両上において一つの燃料から高オクタン価の燃料と低オクタン価の燃料を製造する製造手段を具備している。12番目の発明では1番目の発明において、燃焼室内における予混合気の濃度に空間分布をもたせるのと同時に燃焼室内における予混合気のオクタン価にも空間分布をもたせるようにしている。

【0015】13番目の発明では12番目の発明において、燃焼室内に低オクタン燃料からなる均質予混合気を形成すると共に燃焼室内の点火栓周りに高オクタン燃料からなる予混合気を形成するようにしている。14番目の発明では13番目の発明において、燃焼室内に第1の燃料噴射弁を配置すると共に吸入空気内に燃料を供給するための第2の燃料噴射弁を具備し、第2の燃料噴射弁から低オクタン燃料を噴射することにより燃焼室内に低オクタン燃料からなる均質予混合気を形成し、第1の燃料噴射弁から圧縮行程末期に噴射された高オクタン燃料によって点火栓周りに高オクタン燃料からなる予混合気を形成するようにしている。

【0016】15番目の発明では14番目の発明において、排気ガスを吸気通路内に再循環させるための排気ガス再循環装置を具備し、第2の燃料噴射弁から再循環すべき排気ガス中に低オクタン燃料を噴射するようにしている。16番目の発明では13番目の発明において、一部の混合気を自着火燃焼させるべきときには燃焼室内に低オクタン燃料からなる均質予混合気を形成すると共に燃焼室内の点火栓周りに高オクタン燃料からなる予混合気を形成し、予混合気を自着火燃焼させるべきでないときには燃焼室内に高オクタン燃料からなる予混合気を形成するようにしている。

【0017】17番目の発明では16番目の発明において、予混合気を自着火燃焼させるべきでないときには燃焼室内に高オクタン燃料からなる均質予混合気を形成するようにしている。

【0018】

【発明の実施の形態】図1および図2は本発明を成層燃焼内燃機関に適用した場合を示している。図1を参照すると、機関本体1は4つの気筒を具備しており、図2はこれら気筒の側面断面図を示している。図2を参照すると、2はシリンダブロック、3はシリンダヘッド、4はピストン、5は燃焼室、6はシリンダヘッド3の内壁面周縁部に配置された燃料噴射弁、7はシリンダヘッド3の内壁面中央部に配置された点火栓、8は吸気弁、9は吸気ポート、10は排気弁、11は排気ポートを夫々示す。

【0019】図1および図2を参照すると、吸気ポート9は対応する吸気枝管12を介してサージタンク13に連結され、サージタンク13は吸気ダクト14およびエアフローメータ15を介してエアクリーナ16に連結さ

れる。吸気ダクト14内にはステップモータ17により駆動されるスロットル弁18が配置される。一方、各気筒の排気ポート11は排気マニホールド19を介して排気管20に連結される。また、排気マニホールド19とサージタンク13とは排気ガス再循環（以下EGRと称す）通路21を介して互いに連結され、EGR通路21内には電気制御式EGR制御弁22が配置される。

【0020】各燃料噴射弁6は夫々対応する燃料供給制御弁23に連結され、各燃料供給制御弁23は夫々対応の燃料リザーバ、いわゆるコモンレール24、25に連結される。コモンレール24内へは燃料タンク26内の低オクタン燃料が電気制御式の吐出量可変な燃料ポンプ27を介して供給され、コモンレール24内に供給された低オクタン燃料が各燃料供給制御弁23に供給される。コモンレール24にはコモンレール24内の燃料圧を検出するための燃料圧センサ28が取付けられ、燃料圧センサ28の出力信号に基づいてコモンレール24内の燃料圧が目標燃料圧となるように燃料ポンプ27の吐出量が制御される。

【0021】一方、コモンレール25内へは燃料タンク29内の高オクタン燃料が電気制御式の吐出量可変な燃料ポンプ30を介して供給され、コモンレール25内に供給された高オクタン燃料が各燃料供給制御弁23に供給される。コモンレール25にはコモンレール25内の燃料圧を検出するための燃料圧センサ31が取付けられ、燃料圧センサ31の出力信号に基づいてコモンレール25内の燃料圧が目標燃料圧となるように燃料ポンプ30の吐出量が制御される。

【0022】各燃料供給制御弁23は低オクタン燃料又は高オクタン燃料のいずれか一方を選択的に対応する燃料噴射弁6に供給する機能、および低オクタン燃料と高オクタン燃料を要求混合割合に従い混合して混合された燃料に対応する燃料噴射弁6に供給する機能を有している。電子制御ユニット40はデジタルコンピュータからなり、双方向性バス41によって互いに接続されたROM（リードオンリメモリ）42、RAM（ランダムアクセスメモリ）43、CPU（マイクロプロセッサ）44、入力ポート45および出力ポート46を具備する。エアフローメータ15は吸入空気量に比例した出力電圧を発生し、この出力電圧は対応するAD変換器47を介して入力ポート45に入力される。排気管20には空燃比センサ32が取付けられ、この空燃比センサ32の出力信号は対応するAD変換器47を介して入力ポート45に入力される。更に入力ポート45には各燃料圧センサ28、31の出力信号が夫々対応するAD変換器47を介して入力される。

【0023】また、アクセルペダル50にはアクセルペダル50の踏み込み量Lに比例した出力電圧を発生する負荷センサ51が接続され、負荷センサ51の出力電圧は対応するAD変換器47を介して入力ポート45に入力

される。また、入力ポート 45 にはクランクシャフトが例えば 30° 回転する毎に出力パルスを発生するクランク角センサ 52 が接続される。一方、出力ポート 46 は対応する駆動回路 48 を介して燃料噴射弁 6、点火栓 7、スロットル弁制御用ステップモータ 17、EGR 制御弁 22、燃料供給制御弁 23 および燃料ポンプ 27、30 に接続される。

【0024】図 3 は燃料噴射量 Q_1 、 Q_2 、 $Q (=Q_1 + Q_2)$ 、噴射開始時期 θS_1 、 θS_2 、噴射完了時期 θE_1 、 θE_2 および燃焼室 5 内における平均空燃比 A/F を示している。なお、図 3 において横軸 L は要求トルクを示している。図 3 からわかるように要求トルク L が L_1 よりも低いときには圧縮行程末期の θS_2 から θE_2 の間において燃料噴射 Q_2 が行われる。このときには平均空燃比 A/F はかなりリーンとなっている。要求トルク L が L_1 と L_2 の間ときには吸気行程初期の θS_1 から θE_1 の間において第 1 回目の燃料噴射 Q_1 が行われ、次いで圧縮行程末期の θS_2 から θE_2 の間において第 2 回目の燃料噴射 Q_2 が行われる。このときにも空燃比 A/F はリーンとなっている。要求トルク L が L_2 よりも大きいときには吸気行程初期の θS_1 から θE_1 の間において燃料噴射 Q_1 が行われる。このときには要求トルク L が低い領域では平均空燃比 A/F がリーンとされており、要求トルク L が高くなると平均空燃比 A/F が理論空燃比とされ、要求トルク L が更に高くなると平均空燃比 A/F がリッチとされる。

【0025】図 2 は要求トルク L が L_1 (図 3) よりも小さいとき、即ち圧縮行程末期においてのみ燃料噴射 Q_2 が行われる場合を示している。図 2 に示されるようにピストン 4 の頂面上にはキャビティ 4a が形成されており、要求トルク L が L_1 よりも低いときには燃料噴射弁 6 からキャビティ 4a の底壁面に向けて圧縮行程末期に燃料が噴射される。この燃料はキャビティ 4a の周壁面により案内されて点火栓 7 に向かい、それによって点火栓 7 の周りに予混合気 G が形成される。次いでこの予混合気 G は点火栓 7 により着火せしめられる。即ち、このときには成層燃焼が行われる。

【0026】一方、前述したように要求トルク L が L_1 と L_2 との間にあるときには二回に分けて燃料噴射が行われる。この場合、吸気行程初期に行われる第 1 回目の燃料噴射 Q_1 によって燃焼室 5 内に稀薄混合気が形成される。次いで圧縮行程末期に行われる第 2 回目の燃料噴射 Q_2 によって点火栓 7 周りに最適な濃度の予混合気が形成される。この予混合気が点火栓 7 により着火せしめられ、この着火火炎によって稀薄混合気が燃焼せしめられる。従ってこのときにも成層燃焼が行われる。

【0027】一方、要求トルク L が L_2 よりも大きいときには図 3 に示されるように燃焼室 5 内にはリーン又は理論空燃比又はリッチ空燃比の均質混合気が形成され、この均質混合気が点火栓 7 により着火せしめられる。即

ちこのときには均質燃焼が行われる。なお、成層燃焼が行われる運転領域および均質燃焼が行われる運転領域は要求トルク L のみにより定まるのではなく、実際には図 4 に示されるように要求トルク L と機関回転数 N により定まる。

【0028】次に本発明による自着火燃焼方法について説明する。本発明による第 1 実施例では成層燃焼が行われる運転領域のときに燃料噴射弁 6 から低オクタン燃料が噴射され、このとき燃焼室 5 内に形成された一部の予混合気が点火栓 7 により着火せしめられて火炎伝播燃焼が行われ、次いで残りの予混合気が自着火燃焼せしめられるように燃料噴射時期および点火時期が設定される。

【0029】なお、本発明において低オクタン燃料というのは JIS K 2202 の規定によるレギュラーガソリン (2 号) のオクタン価の下限値 89 よりも低いオクタン価の燃料を示しており、本発明において高オクタン燃料というのは JIS K 2202 の規定によるオクタン価 89 以上の燃料であって、例えばプレミアムガソリン (1 号) およびレギュラーガソリン (2 号) を示している。また、以下に述べる本発明による実施例において低オクタン燃料と言うときは特別に言及しない限りオクタン価が 50 以下の燃料を意味している。

【0030】図 5 (A) は本発明による方法によって自着火燃焼が行われているときの熱発生率 $dQ/d\theta$ を示している。なお、図 5 (A) において I_g は点火時期を示している。図 5 (A) に示されるように I_g において点火栓 7 による点火が行われると圧縮上死点 TDC 付近までは熱発生率 $dQ/d\theta$ が比較的ゆるやかに上昇し、この間は点火栓 7 により着火された低オクタン燃料からなる予混合気が火炎伝播燃焼している。次いで圧縮上死点 TDC 付近に達すると熱発生率 $dQ/d\theta$ が急速に上昇した後に急速に下降し、この間は低オクタン燃料からなる予混合気が自着火燃焼している。即ち、熱発生率 $dQ/d\theta$ が急速に上昇しはじめたときに火炎伝播燃焼から自着火燃焼への移行時である。

【0031】従って以下、図 5 (B) において点火時 I_g から熱発生率 $dQ/d\theta$ が急速に上昇し始める時点 C_t までに燃焼せしめられた予混合気の質量割合を火炎伝播燃焼割合と称し、 C_t 以後において自着火燃焼せしめられる予混合気の質量割合を自着火燃焼割合と称す。図 6 において実線は一部の予混合気を火炎伝播燃焼せしめた後に残りの予混合気を自着火燃焼せしめた場合の熱発生率 $dQ/d\theta$ の変化を示しており、図 6 において破線は全予混合気を火炎伝播燃焼せしめた場合を示している。図 6 に示されるように一部の予混合気を自着火燃焼せしめると全予混合気を火炎伝播燃焼せしめた場合に比べて圧縮上死点 TDC 後に熱発生率 $dQ/d\theta$ が急速に低下し、燃焼が急速に完結する。

【0032】火炎が伝播するには時間を要し、予混合気が稀薄になればなるほど火炎の伝播速度は遅くなる。従

って全予混合気を火炎伝播燃焼せしめた場合には図6において破線で示されるように特に予混合気が稀薄な場合には燃焼期間が長くなる。燃焼期間が長くなると機関出力が低下するために燃料消費量が増大するばかりでなく、特に燃焼後期における燃焼が不安定となるためにトルク変動が発生する。また、燃焼室5内の周辺部へ分散した燃料へは稀薄すぎて火炎が伝播しないために多量の未燃HCが発生し、このことはまた燃料消費量を一層増大させ、燃料消費率を悪化させることを意味している。

【0033】しかしながら図6において実線で示されるように燃焼が急速に完結すると機関出力が向上するために燃料消費量が低減し、更に燃焼が安定するためにトルク変動量が極めて小さくなる。また、予混合気は稀薄であったとしても自着火燃焼が生じ、自己着火燃焼が生じなければ燃焼後期において燃焼せしめられるはずの予混合気が自着火燃焼が生じれば極めて短時間に燃焼せしめられるので未燃HCの発生量は極めて少なくなる。このように自着火燃焼を生じさせると機関出力が増大すると共に燃料消費量が低減し、即ち熱効率が向上し、更にトルク変動が低減すると共に未燃HCの発生量が極めて少なくなるという大きな利点を有する。

【0034】このように自着火燃焼は大きな利点を有しているが激しい自着火燃焼を生じさせると図7(A)に示されるように熱発生率 $dQ/d\theta$ のピークが大きくなってノッキング発生限界を越えてしまい、斯くしてノッキングが発生することになる。従って自着火燃焼を生じさせるにしても熱発生率 $dQ/d\theta$ のピークがノッキング発生限度を越えないようにしなければならない。この場合、熱発生率 $dQ/d\theta$ のピークがノッキング発生限界を越えるか否かは予混合気の自着火燃焼割合と予混合気の成層度合の双方によって決まり、特に予混合気の成層度合による影響が極めて大きい。

【0035】即ち、燃料分子が加熱せしめられると水酸ラジカル等のラジカルが徐々に生成され、これらラジカルの量が一定量を越えると自着火が生じる。従って発生するラジカルの量が多ければただちに自着火を生じ、発生するラジカルの量が少ければ自着火を生ずるまでに時間を要する。このようにラジカルの発生量に応じて自着火の発生に時間差を生じ、従って以下燃料分子の熱分解が開始されてから自着火が生じるまでの時間を自着火遅れ時間と称する。

【0036】図8(A)は燃焼室5内の種々の温度800℃、1000℃、1200℃に対する自着火遅れ時間 τ と予混合気の当量比 ϕ との関係の概略図を示しており、図8(B)は噴射燃料の種々のオクタン価0、50、100に対する自着火遅れ時間 τ と予混合気の当量比 ϕ との関係の概略図を示している。図8(A)、

(B)から当量比 ϕ が1.0のとき、即ち空気と燃料との比が理論空燃比になっているときに自着火遅れ時間 τ は最も短くなり、当量比 ϕ が小さくなっても、即ち空

気過剰となっても、当量比 ϕ が大きくなっても、即ち燃料過剰となっても自着火遅れ時間 τ が長くなる。即ち、空気過剰になると過剰な空気を温めるために余分な熱が使用され、燃料過剰になると過剰な燃料を温めるために余分な熱が使用され、従って当量比 ϕ が1.0から離れれば離れるほど自着火遅れ時間 τ は長くなる。

【0037】一方、燃料分子周りの温度が高ければ高いほど多量のラジカルが発生する。従って図8(A)に示されるように燃焼室5内の温度が高くなるほど自着火遅れ時間 τ は短くなる。また、燃料のオクタン価RONが小さくなればなるほど多量のラジカルが発生するようになる。従って燃料のオクタン価RONが小さくなるほど自着火遅れ時間 τ は短くなる。

【0038】さて、燃焼室5内に均質な予混合気が形成されると予混合気はどの部分においても当量比 ϕ は全て等しくなり、従って予混合気はどの部分においても自着火遅れ時間 τ が全て等しくなる。ところが予混合気のどの部分においても自着火遅れ時間 τ が全て等しくなると燃焼室5内の圧力および温度が上昇したときに全予混合気が一気に自着火せしめられる。しかしながら全予混合気が一気に自着火燃焼せしめられると予混合気量が極めて少量の場合は別として燃焼室5内の圧力は急激に上昇し、斯くしてノッキングが発生することになる。

【0039】これに対して本発明において成層燃焼が行われているときには図9に示されるように点火栓7の周りに可燃混合気Gが形成され、図9に示される例では燃焼室5内における予混合気の濃度Dは図9の曲線Dで示されるように燃焼室5の中心部において最も高くなり、燃焼室5の周辺部に向けて次第に低下する。即ち、予混合気の濃度Dに空間分布が生じることになる。この場合、点火栓7の周りにほぼ当量比 ϕ が1の予混合気が形成されているとすると燃焼室5の周辺部に向けて予混合気の当量比 ϕ が次第に小さくなる。

【0040】このように予混合気の当量比 ϕ が次第に小さくなると図8(A)、(B)からわかるように着火遅れ時間 τ が次第に長くなる。従って燃焼室5の中央部の予混合気が自着火すると次に時間差をもってその周囲の予混合気が生着火し、斯くして燃焼室5の中心部から周辺部に向けて予混合気が時間差をもって順次自着火する。このように予混合気が時間差をもって順次自着火すると燃焼室5内の圧力上昇が緩慢となるためにノッキングが発生しづらくなる。即ち、自着火燃焼を生じさせてノッキングが発生しないようにするためには予混合気を成層化することが必須の要件となる。この場合、成層化の度合、即ち燃焼室5内に分散した予混合気間の濃度差が大きくなるほどノッキングは生じづらくなる。

【0041】なお、この場合重要なことは予混合気の濃度Dに空間分布を持たせることであり、従って予混合気の濃度Dに空間分布が生じる限り点火栓7周りにおける予混合気の濃度Dを最も高くする必要がなく、また最も

濃度Dの高い予混合気の当量比 ϕ を1とする必要もない。一方、予混合気の濃度差を大きくしても自着火燃焼せしめられる予混合気の絶対量が多くなるとノッキングを生じやすくなる。従って前述したように熱発生率 $dQ/d\theta$ が図7(A)に示されるようにノッキング発生限界を越えるか否かは予混合気の自着火燃焼割合と予混合気の成層度合の双方によって決定されることになる。

【0042】一方、自着火燃焼割合を少なくすると図7(B)に示されるように圧縮上死点TDC後において熱発生率 $dQ/d\theta$ がゆっくりと低下するようになる。即ち、燃焼期間が長くなる。燃焼期間が長くなると全予混合気を火炎伝播燃焼させたときと同様に熱効率が低下し、トルク変動が大きくなり、多量の未燃HCが発生するようになる。この場合、熱効率を向上し、トルク変動を小さくしかつ未燃HCの発生量を少なくするには少くとも予混合気の自着火燃焼割合をほぼ20パーセント以上にすることが実験により確かめられている。

【0043】従って本発明では予混合気の自着火燃焼割合がほぼ20パーセント以上でありかつノッキングが発生しない範囲内に制御される。この場合、火炎伝播燃焼が増大すれば自着火燃焼割合が減少し、火炎伝播燃焼割合は点火時期 I_g (図5(A))を早めるほど大きくなる。従って自着火燃焼割合は点火時期 I_g によって制御することができる。

【0044】一方、熱効率の点からみると自着火燃焼は圧縮上死点TDC付近、具体的に言うと圧縮上死点前BTDC 5°程度から圧縮上死点後ATDC 5°程度の間において開始させることが好ましい。斯くして本発明による実施例では自着火燃焼がほぼBTDC 5°とほぼATDC 5°の間で開始し、かつ自着火燃焼割合がほぼ20パーセント以上でかつノッキングが生じない自着火燃焼割合となるように点火時期 I_g が設定される。この点火時期 I_g は要求トルクおよび機関回転数に応じて変化し、本発明による実施例ではこの点火時期 I_g の最適値は予め実験により求められる。

【0045】なお、自着火燃焼によって熱効率が向上し、トルク変動が小さくなり、かつ未燃HCの発生量が低減するのは自着火燃焼させることによって燃焼が急速に完結するからであり、自着火燃焼せしめられる予混合気の絶対量にほとんど依存していない。従って自着火燃焼割合はそれほど大きくする必要がなく、例えば要求トルクおよび機関回転数に関係なく予混合気の自着火燃焼割合を20パーセントから30パーセント程度の間に維持することもできる。

【0046】また、高オクタン燃料を用いると同一温度、同一圧力下では自着火しづらいので本発明では自着火燃焼すべきときには低オクタン燃料が使用される。低オクタン燃料を使用した場合に機関の圧縮比等の差異によって点火しなくても自着火を生ずる型式の機関もあ

り、点火しなければ自着火を生じない型式の機関も存在する。点火しなければ自着火を生じない型式の機関では火炎伝播燃焼による燃焼室5内の圧力および温度上昇に誘起されて自着火燃焼が生ずる。いずれの型式の機関を用いることができるが本発明による実施例では点火しなければ自着火を生じない型式の機関が用いられている。

【0047】ノッキングが発生することなく自着火燃焼を生じさせるためには前述したように予混合気を成層化する必要がある。従って要求トルクおよび機関回転数にかかわらずに成層燃焼を行うことのできる機関を用いた場合には全運転領域に亘って火炎伝播燃焼後に自着火燃焼を生じさせることができる。本発明による実施例では図3および図4に示されるように要求トルク L および機関回転数 N が高い領域では均質燃焼が行われており、均質燃料が行われるときに低オクタン燃料を用いるとノッキングが発生する。従って本発明による実施例では均質燃焼が行われる運転領域では高オクタン燃料が使用され、このときには火炎伝播燃焼のみが行われる。

【0048】図10は第1実施例の運転制御ルーチンを示している。図10を参照するとまず初めにステップ100において圧縮行程末期に一回燃料噴射を行う成層運転領域であるか否かが判別される。圧縮行程末期に一回燃料噴射を行う成層運転領域であるときにはステップ101に進んで低オクタン燃料が燃料噴射弁6に供給されるように燃料供給制御弁23が切換えられる。次いでステップ102では噴射量 Q_2 が算出され、次いでステップ103では噴射開始時期 θ_{S2} が算出される。次いでステップ104では噴射量 Q_2 、噴射開始時期 θ_{S2} および機関回転数 N に基づいて噴射完了時期 θ_{E2} が算出される。次いでステップ105では点火時期 I_g が算出される。

【0049】一方、ステップ100において圧縮行程末期に一回燃料噴射を行う成層運転領域でないと判別されたときにはステップ106に進んで吸気行程初期と圧縮行程末期の二回に分けて燃料噴射を行う成層運転領域であるか否かが判別される。吸気行程初期と圧縮行程末期の二回に分けて燃料噴射を行う成層運転領域であるときにはステップ107に進んで低オクタン燃料が燃料噴射弁6に供給されるように燃料供給制御弁23が切換えられる。

【0050】次いでステップ108では吸気行程噴射量 Q_1 が算出される。吸気行程噴射の噴射開始時期 θ_{S1} は図3に示されるように吸気上死点付近に固定されており、従ってステップ109では噴射量 Q_1 、噴射開始時期 θ_{S1} および機関回転数 N に基づいて噴射完了時期 θ_{E1} が算出される。次いでステップ110では圧縮行程噴射量 Q_2 が算出され、次いでステップ111では噴射開始時期 θ_{S2} が算出される。次いでステップ112では噴射量 Q_2 、噴射開始時期 θ_{S2} および機関回転数 N に基づいて噴射完了時期 θ_{E2} が算出される。次いでス

ステップ 113 では点火時期 I_g が算出される。一方、ステップ 106 において吸気行程初期と圧縮行程末期の二回に分けて燃料噴射を行う成層運転領域でないと判断されたときにはステップ 114 に進んで高オクタン燃料が燃料噴射弁 6 に供給されるように燃料供給制御弁 23 が切換えられる。次いでステップ 115 では吸気行程噴射量 Q_1 が算出される。吸気行程噴射の噴射開始時期 θS_1 は図 3 に示されるように吸気上死点付近に固定されており、従ってステップ 116 では噴射量 Q_1 、噴射開始時期 θS_1 および機関回転数 N に基づいて噴射完了時期 θE_1 が算出される。次いでステップ 117 では点火時期 I_g が算出される。

【0051】図 11 および図 12 に第 2 実施例を示す。この実施例では図 11 に示されるように成層燃焼が行われる運転領域ときには要求トルク L および機関回転数 N に応じて低オクタン燃料のオクタン価 RON が変化せしめられる。なお、図 11 において $RON=0$ 、 $RON=25$ 、 $RON=50$ 、 $RON=75$ の各曲線は夫々オクタン価が 0、25、50、75 を示しており、各曲線間のオクタン価は比例配分により定められる。従って要求トルク L が高くなるほどオクタン価 RON が高くなる

ことがわかる。

【0052】要求トルク L が高くなるほど燃焼室 5 内の温度が高くなるので自着火しやすくなり、ノッキングが発生しやすくなる。そこでこの実施例では要求トルク L が高くなるにつれて低オクタン燃料のオクタン価 RON を高くすることによって要求トルク L が高くなってもノッキングが発生しないようにしている。なお、この実施例では低オクタン燃料と高オクタン燃料の混合割合を燃料供給制御弁 23 により制御することによって燃料噴射弁 6 に供給される燃料のオクタン価 RON が目標オクタン価となるように制御される。

【0053】図 12 は第 2 実施例の運転制御ルーチンを示している。図 12 を参照するとまず初めにステップ 200 において圧縮行程末期に一回燃料噴射を行う成層運転領域であるか否かが判別される。圧縮行程末期に一回燃料噴射を行う成層運転領域であるときにはステップ 201 に進んで燃料噴射弁 6 に供給される低オクタン燃料のオクタン価 RON が目標オクタン価となるように低オクタン燃料と高オクタン燃料の混合割合が燃料供給制御弁 23 によって制御される。

【0054】次いでステップ 202 では噴射量 Q_2 が算出され、次いでステップ 203 では噴射開始時期 θS_2 が算出される。次いでステップ 204 では噴射量 Q_2 、噴射開始時期 θS_2 および機関回転数 N に基づいて噴射完了時期 θE_2 が算出される。次いでステップ 205 では点火時期 I_g が算出される。一方、ステップ 200 において圧縮行程末期に一回燃料噴射を行う成層運転領域でないと判別されたときにはステップ 206 に進んで吸気行程初期と圧縮行程末期の二回に分けて燃料噴射を行

う成層運転領域であるか否かが判別される。吸気行程初期と圧縮行程末期の二回に分けて燃料噴射を行う成層運転領域であるときにはステップ 207 に進んで燃料噴射弁 6 に供給される低オクタン燃料のオクタン価 RON が目標オクタン価となるように低オクタン燃料と高オクタン燃料の混合割合が燃料供給制御弁 23 によって制御される。

【0055】次いでステップ 208 では吸気行程噴射量 Q_1 が算出される。吸気行程噴射の噴射開始時期 θS_1 は図 3 に示されるように吸気上死点付近に固定されており、従ってステップ 209 では噴射量 Q_1 、噴射開始時期 θS_1 および機関回転数 N に基づいて噴射完了時期 θE_1 が算出される。次いでステップ 210 では圧縮行程噴射量 Q_2 が算出され、次いでステップ 211 では噴射開始時期 θS_2 が算出される。次いでステップ 212 では噴射量 Q_2 、噴射開始時期 θS_2 および機関回転数 N に基づいて噴射完了時期 θE_2 が算出される。次いでステップ 213 では点火時期 I_g が算出される。

【0056】一方、ステップ 206 において吸気行程初期と圧縮行程末期の二回に分けて燃料噴射を行う成層運転領域でないと判断されたときにはステップ 214 に進んで高オクタン燃料が燃料噴射弁 6 に供給されるように燃料供給制御弁 23 が切換えられる。次いでステップ 215 では吸気行程噴射量 Q_1 が算出される。吸気行程噴射の噴射開始時期 θS_1 は図 3 に示されるように吸気上死点付近に固定されており、従ってステップ 216 では噴射量 Q_1 、噴射開始時期 θS_1 および機関回転数 N に基づいて噴射完了時期 θE_1 が算出される。次いでステップ 217 では点火時期 I_g が算出される。

【0057】ところで図 1 に示される実施例では低オクタン燃料が予め燃料タンク 26 内に蓄えられており、高オクタン燃料が予め燃料タンク 29 内に蓄えられている。しかしながら車両上において一つの燃料、例えばガソリン、又は軽油、又は灯油から高オクタン燃料と低オクタン燃料を製造する製造手段を設けることができる。この製造手段としては改質によって高オクタン燃料から低オクタン燃料を製造する製造装置、又は改質によって低オクタン燃料から高オクタン燃料を製造する製造装置、又は蒸留によって高オクタン燃料と低オクタン燃料を製造する製造装置を用いることができる。図 13 に示す第 3 実施例では燃料タンク 26 内の低オクタン燃料を高オクタン燃料に改質するための燃料改質装置 33 が設けられており、生成された高オクタン燃料が燃料タンク 29 に供給される。

【0058】図 14 から図 18 に第 4 実施例を示す。図 14 および図 15 に示されるようにこの実施例では燃料噴射弁 6 に加え、各気筒の吸気ポート 9 内に向けて燃料を噴射するための燃料噴射弁 34 が各吸気枝管 12 に夫々配置される。燃料噴射弁 6 はコモンレール 25 に連結されており、従って燃料噴射弁 6 からは燃焼室 5 内に向

けて高オクタン燃料が噴射される。一方、燃料噴射弁 34 はコモンレール 24 に連結されており、従って燃料噴射弁 34 からは吸気ポート 9 内に向けて低オクタン燃料が噴射される。

【0059】図 16 に示されるようにこの実施例においても要求トルク L が L よりも低いときには成層燃焼が行われ、要求トルク L が L よりも高くなると均質燃焼が行われる。なお、実際に成層燃焼が行われる運転領域と均質燃焼が行われる運転領域は図 17 に示されるよう

に要求トルク L ばかりでなく機関回転数 N の関数でもある。

【0060】図 16 に示されるように成層燃焼が行われる運転領域では低オクタン燃料が燃料噴射弁 34 から噴射量 Q_P だけ吸気ポート 9 内に向けて噴射され、高オクタン燃料が燃料噴射弁 6 から燃焼室 5 内に向けて圧縮行程末期に噴射量 Q_2 だけ噴射される。従って燃料噴射弁 6 から高オクタン燃料が噴射される前に燃焼室 5 内はほぼ均質な低オクタン燃料の予混合気によって満たされており、燃料噴射弁 6 から高オクタン燃料が噴射されると

点火栓 7 の周りに高オクタン燃料からなる予混合気 G が形成される。

【0061】従ってこの実施例においても成層燃焼が行われているときには燃焼室 5 内における予混合気の濃度 D は図 15 の曲線 D で示されるように燃焼室 5 の中心部において最も高くなり、燃焼室 5 の周辺部に向けて次第に低下する。即ち、予混合気の濃度 D に空間分布が生じることになる。この場合、点火栓 7 の周りにほぼ当量比 ϕ が 1 の予混合気が形成されているとすると燃焼室 5 の周辺部に向けて予混合気の当量比 ϕ が次第に小さくなる。なお、この実施例においても点火栓 7 周りの予混合

気の当量比 ϕ は 1 でなくてもよい。

【0062】この実施例ではまず初めに点火栓 7 によって主に高オクタン燃料からなる予混合気 G が着火せしめられ、主に高オクタン燃料が火炎伝播燃焼せしめられる。高オクタン燃料が火炎伝播燃焼せしめられると予混合気 G 周りの低オクタン燃料周りの圧力および温度が上昇し、斯くして低オクタン燃料が自着火燃焼せしめられる。

【0063】ところがこの実施例では上述したように燃焼室 5 の周辺部に向けて予混合気の当量比 ϕ が次第に小さくなり、このように予混合気の当量比 ϕ が次第に小さくなると図 8 (A), (B) からわかるように着火遅れ時間 τ が次第に長くなる。従って予混合気が自着火すると次に時間差をもってその周囲の予混合気自着火し、斯くして燃焼室 5 の周辺部に向けて予混合気が時間差をもって順次自着火する。このように予混合気が時間差をもって順次自着火すると燃焼室 5 内の圧力上昇が緩慢となるためにノッキングが発生しづらくなる。

【0064】更に高オクタン燃料と低オクタン燃料とが混合せしめられると混合した燃料のオクタン価は高オク

タン燃料と低オクタン燃料との混合割合に応じたオクタン価となる。従って、図 15 に示されるように点火栓 7 の周りでは高オクタン燃料の濃度が高いためにオクタン価 RON が高くなっており、燃焼室 5 の周辺部に向かうに従って高オクタン燃料の濃度が低くなっていくためにオクタン価 RON が次第に小さくなる。即ち、燃焼室 5 の周辺部の方が燃焼室 5 の中央部よりもオクタン価が低く、自着火しやすくなっている。この実施例では低オクタン燃料の噴射量 Q_P を制御することによって燃焼室 5 の周辺部に集まっている低オクタン燃料の量を制御することができ、斯くして自着火燃焼割合を容易に制御することができる。

【0065】一方、図 16 に示されるように均質燃焼の行われる運転領域では燃料噴射弁 6 から燃焼室 5 内に向けて吸気行程初期に高オクタン燃料が噴射され、高オクタン燃料からなる均質混合気が点火栓 7 によって火炎伝播燃焼せしめられる。この場合には高オクタン燃料のみによる耐ノック性の高い運転が行われる。図 18 は第 4 実施例の運転制御ルーチンを示している。

【0066】図 18 を参照するとまず初めにステップ 300 において成層燃焼を行う運転領域であるか否かが判別される。成層燃焼を行う運転領域であるときにはステップ 301 に進んで燃料噴射弁 34 から噴射すべき低オクタン燃料の噴射量 Q_P が算出される。次いでステップ 302 では燃料噴射弁 6 から噴射すべき高オクタン燃料の噴射量 Q_2 が算出され、次いでステップ 303 では高オクタン燃料の噴射開始時期 θ_{S2} が算出される。次いでステップ 304 では噴射量 Q_2 、噴射開始時期 θ_{S2} および機関回転数 N に基づいて高オクタン燃料の噴射完了時期 θ_{E2} が算出される。次いでステップ 305 では点火時期 I_g が算出される。

【0067】一方、ステップ 300 において成層燃焼を行う運転領域でないと判別されたときにはステップ 306 に進んで燃料噴射弁 6 から噴射すべき高オクタン燃料の吸気行程噴射量 Q_1 が算出される。吸気行程噴射の噴射開始時期 θ_{S1} は図 16 に示されるように吸気上死点付近に固定されており、従ってステップ 307 では噴射量 Q_1 、噴射開始時期 θ_{S1} および機関回転数 N に基づいて高オクタン燃料の噴射完了時期 θ_{E1} が算出される。次いでステップ 308 では点火時期 I_g が算出される。

【0068】図 19 に第 5 実施例を示す。この実施例では成層燃焼すべき運転状態のときに吸気ポート 9 から燃焼室 5 内に供給される低オクタン燃料の気化を促進するために燃料噴射弁 34 から低オクタン燃料が EGR 通路 21 内に向けて噴射される。

【0069】

【発明の効果】予混合気の一部を自着火燃焼せしめることによって熱効率を向上し、トルク変動を低減し、未燃 H₂C の発生量を低減することができる。

10

20

30

40

50

【図面の簡単な説明】

【図 1】 内燃機関の全体図である。

【図 2】 燃焼室の側面断面図である。

【図 3】 噴射量、噴射時期および空燃比を示す図である。

【図 4】 成層燃焼および均質燃焼の運転領域を示す図である。

【図 5】 熱発生率 $dQ/d\theta$ を示す図である。

【図 6】 熱発生率 $dQ/d\theta$ を示す図である。

【図 7】 熱発生率 $dQ/d\theta$ を示す図である。

【図 8】 自着火遅れ時間を示す概略図である。

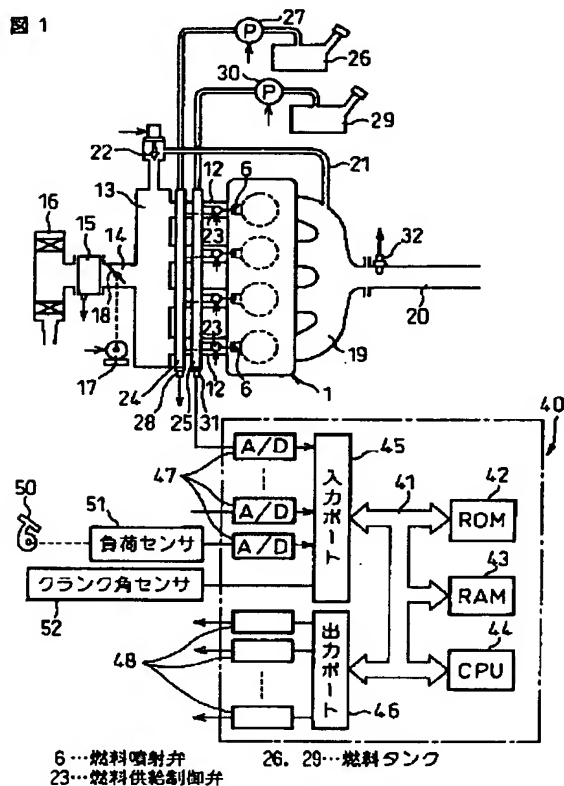
【図 9】 燃焼室内における予混合気の濃度分布を示す図である。

【図 10】 運転制御を行うためのフローチャートである。

【図 11】 成層燃焼および均質燃焼の運転領域を示す図である。

【図 12】 運転制御を行うためのフローチャートである。

【図 1】



る。

【図 13】 内燃機関の別の実施例を示す全体図である。

【図 14】 内燃機関の更に別の実施例を示す全体図である。

【図 15】 燃焼室内における予混合気の濃度分布等を示す図である。

【図 16】 噴射量、噴射時期および空燃比を示す図である。

【図 17】 成層燃焼および均質燃焼の運転領域を示す図である。

【図 18】 運転制御を行うためのフローチャートである。

【図 19】 内燃機関の更に別の実施例を示す全体図である。

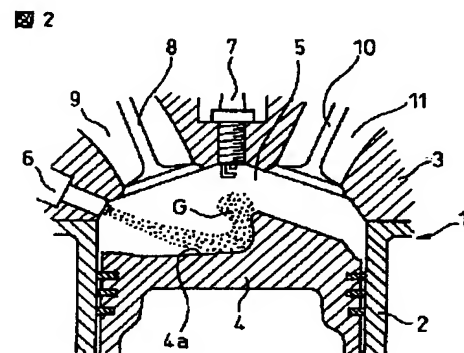
【符号の説明】

6…燃料噴射弁

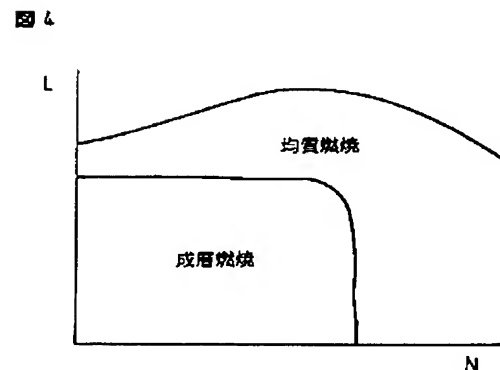
23…燃料供給制御弁

26, 29…燃料タンク

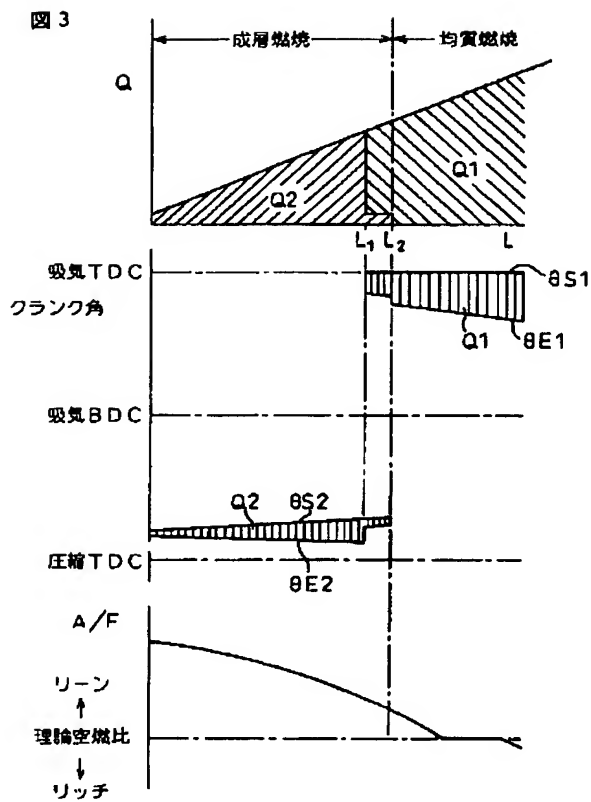
【図 2】



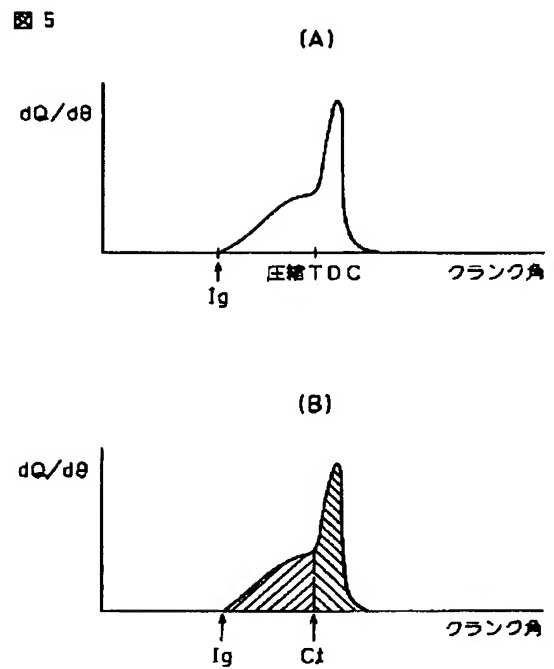
【図 4】



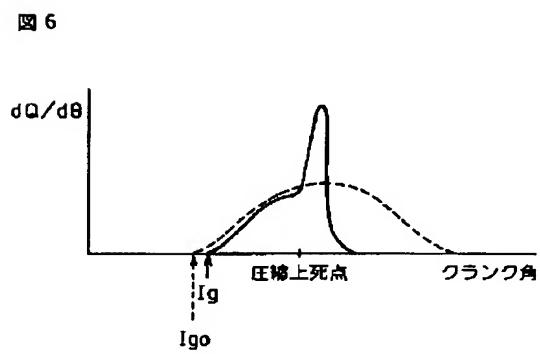
【図 3】



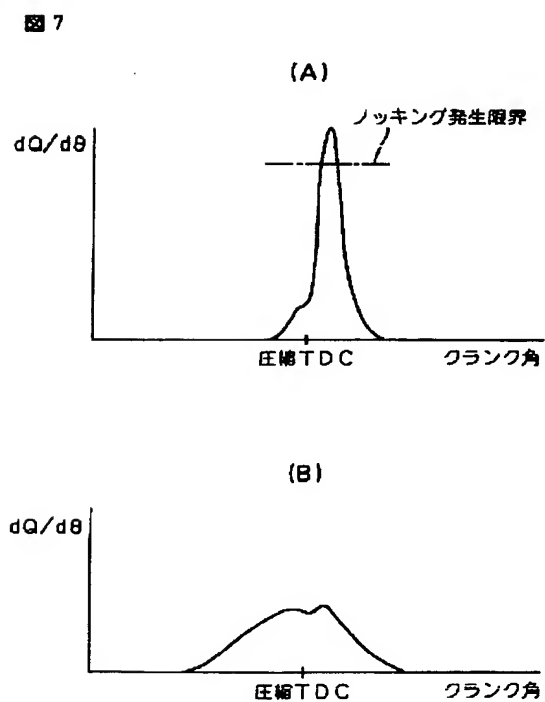
【図 5】



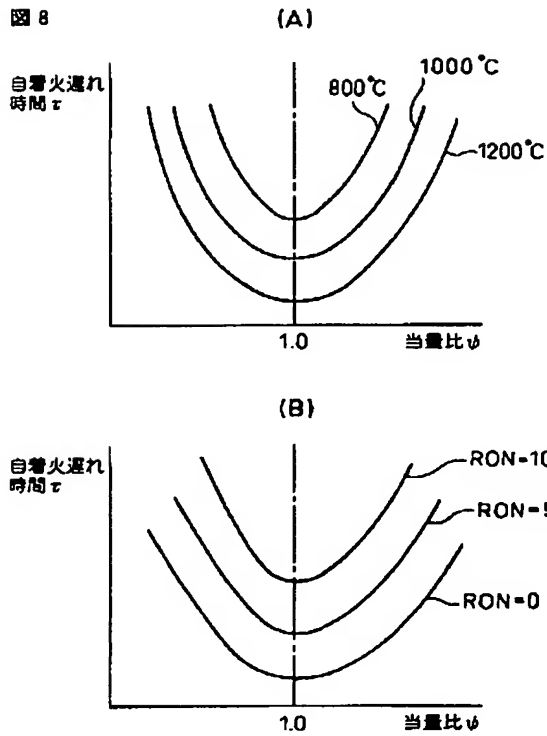
【図 6】



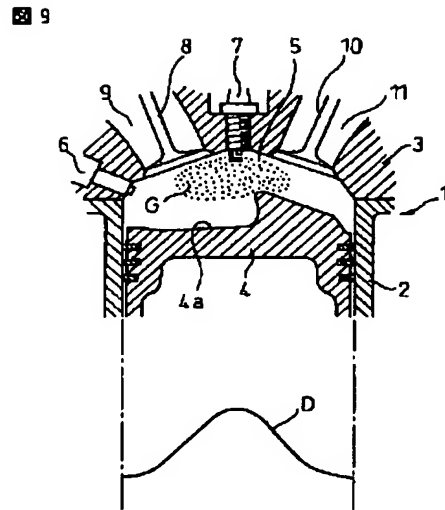
【図 7】



【図 8】

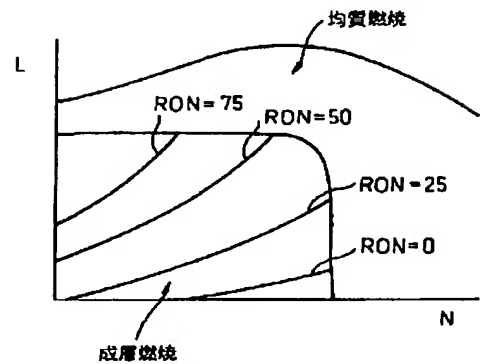


【図 9】



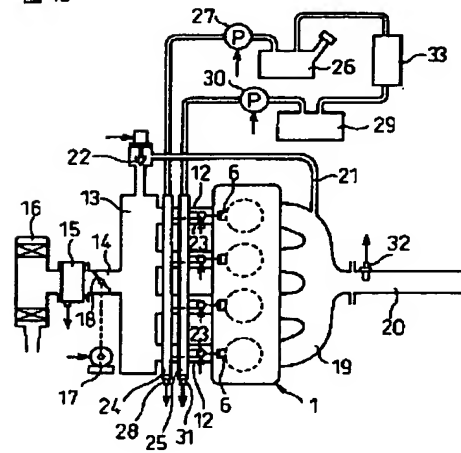
【図 11】

図 11



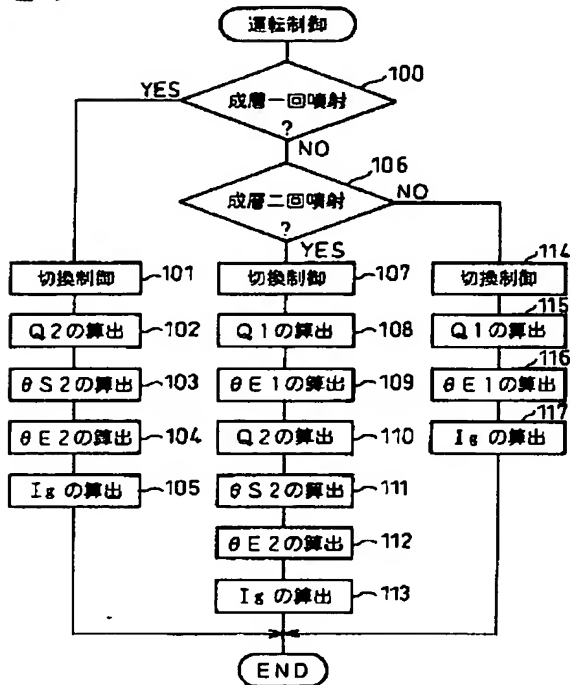
【図 13】

図 13



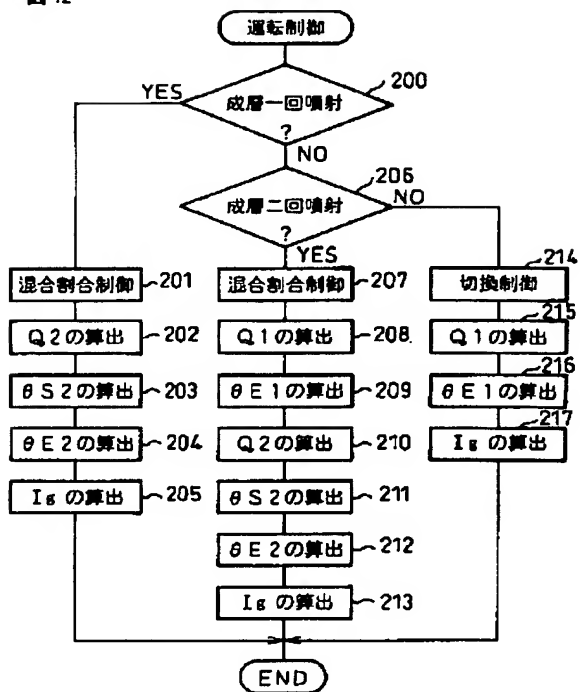
【図 10】

図 10



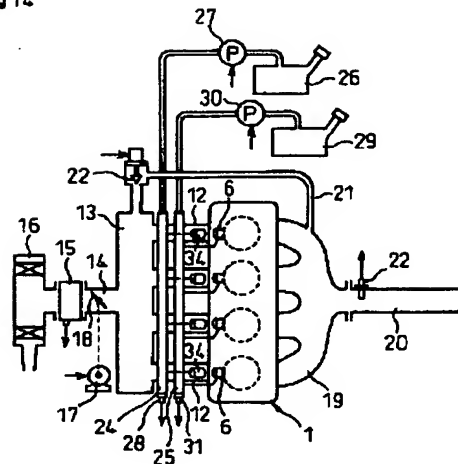
【図 12】

図 12



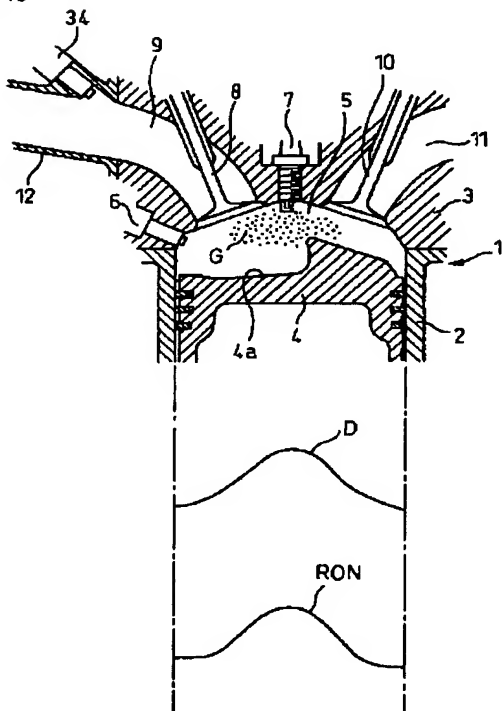
【図 14】

図 14



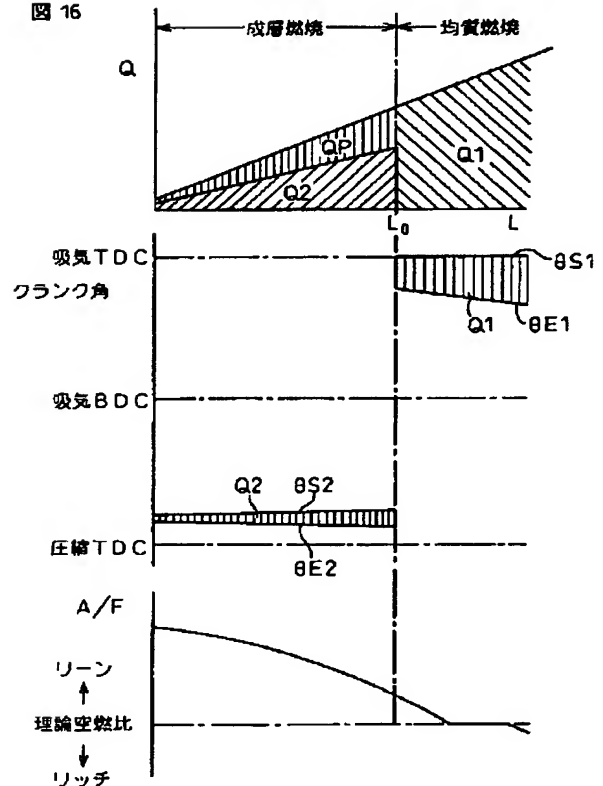
【図 15】

図 15



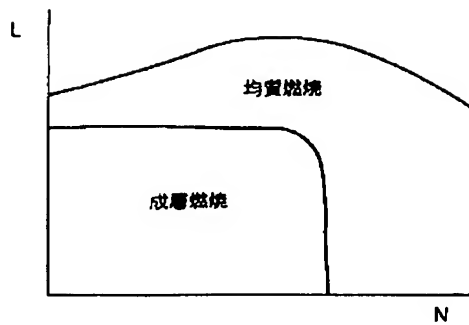
【図 16】

図 16



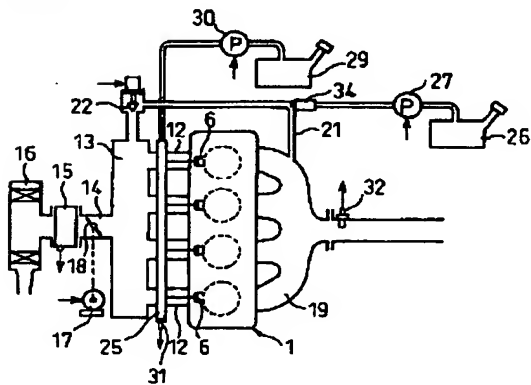
【図 17】

図 17



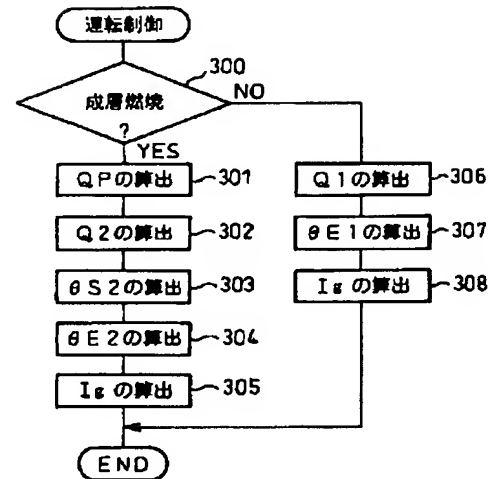
【図 19】

図 19



【図 18】

図 18



フロントページの続き

(51) Int. Cl. ⁷		識別記号	F I	テーマコード (参考)
F 0 2 D	21/08	3 0 1	41/02	3 5 1
	41/02	3 3 0		3 8 0 F
		3 5 1		3 3 0 C
		3 8 0		3 8 0 C
	41/04	3 3 0		3 0 1 N
		3 8 0		3 0 1 H
	43/00	3 0 1		3 0 1 J
				3 0 1 H
			45/00	
	45/00	3 0 1	F 0 2 P 5/15	D

(72) 発明者 奥村 猛
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 古野 志健男
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者	井口 哲	Fターム(参考)	3G022 AA01 AA07 CA09 DA01 DA02
	愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内		EA02 GA06 GA08
(72)発明者	秋浜 一弘	3G023	AA02 AA06 AB06 AC02 AC04
	愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1 株式会社豊田中央研究所内		AC08 AD01 AD09 AD29 AG01
(72)発明者	瀧 昌弘	3G084	AA00 AA01 BA09 BA13 BA15
	愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1 株式会社豊田中央研究所内		BA17 BA20 DA04 DA10 FA07
(72)発明者	山崎 哲		FA10 FA13 FA16 FA17 FA18
	愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1 株式会社豊田中央研究所内		FA29 FA37 FA38
		3G092	AA01 AA02 AA05 AA06 AA17
			AB02 AB12 AB15 BA05 BA06
			BA07 BA09 BB02 BB13 BB20
			DC03 DC09 DE02S DE03S
			DE09S DE17S DF03 DG09
			EA06 EA07 EA09 EA11 EA12
			FA04 FA16 FA17 FA18 GA05
			GA06 GA16 HA01Z HA06X
			HB01X HB02X HB03Z HB07X
			HC09X HD05Z HD07X HE03Z
			HF08Z
		3G301	HA01 HA02 HA04 HA13 HA16
			JA04 JA22 JA25 JA26 KA08
			KA09 KA23 LB02 LB04 LB05
			MA19 MA23 MA26 NE14 NE15
			NE19 PA01Z PA11Z PB02Z
			PB05Z PB08Z PD02Z PE03Z
			PE09Z PF03Z